

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh mechanismu zajišťujícího dotahování součástí
citlivých optomechanických sestav

Design of the Mechanism for Tightening Critical
Components of Sensitive Optomechanical Assemblies

Student:	Bc. Pavel Novák
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Tomáš Hapla

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Novák**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Návrh mechanismu zajišťujícího dotahování součástí citlivých optomechanických sestav**
Design of the Mechanism for Tightening Critical Components of Sensitive Optomechanical Assemblies
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh momentového klíče se stavitelným momentem, jež bude umožňovat dotahování kritických součástí citlivých optomechanických sestav. Součástí konstrukčního návrhu budou potřebné výpočty, 3D model navrženého řešení a výkresová dokumentace. Specifikace technických údajů a požadavků bude upřesněna v průběhu řešení diplomové práce ve spolupráci s firmou Meopta-optika, s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003, 888 s. ISBN 80-86490-74-2
POSPÍŠIL, F. *Závitová a šroubová spojení*. Praha: SNTL, 1968, 264 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Hapla**

Datum zadání: 09.12.2016
Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil podklady společnosti Meopta - optika, s.r.o., týkající se zpracovávaného tématu, firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 15. května 2017

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Pavel Novák', written over a horizontal dotted line.

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 ods. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15. května 2017



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Pavel Novák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Baška 27, 739 01 Baška

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NOVÁK, P. *Návrh mechanismu zajišťujícího dotahování součástí citlivých optomechanických sestav: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2017, 75 s. Vedoucí práce: Hapla, T.

Diplomová práce se zabývá návrhem mechanismu, momentového klíče, sloužícího k dotahování kritických součástí citlivých optomechanických sestav. Na začátku sestává z průzkumu trhu v této oblasti a dále z orientačního definování potřebných utahovacích momentů pro uvažovanou aplikaci. Hlavní součástí je konstrukční řešení navrhovaného momentového klíče se zvláštním zaměřením na řešení problémů týkajících se přesnosti nástroje, včetně návrhových a kontrolních výpočtů. Dalšími důležitými součástmi jsou konstrukční řešení přípravku pro utahování uvnitř tubusu a ideový návrh experimentu pro stanovení potřebného utahovacího momentu odpovídajícího definované osové síle. Nedílnou součástí je též kompletní výkresová dokumentace navrženého momentového klíče a přípravku pro utahování.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

NOVÁK, P. *Design of the Mechanism for Tightening Critical Components of Sensitive Optomechanical Assemblies: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2017, 75 p. Thesis head: Hapla, T.

Master thesis is dealing with design of the mechanism, torque wrench, for tightening critical components of sensitive optomechanical assemblies. At the beginning, the thesis consists of a market research in this area, and an indicative definition of the tightening torques for the intended application. The main part is the design of the proposed torque wrench, with a special focus on solving problems with tool accuracy, and including design and control calculations. Other important parts are the design of the tool for tightening inside the tube, and design of the experiment to determine the required tightening torque corresponding to the defined axial force. An integral part is also the complete drawing documentation of the designed torque wrench and tightening tool.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	7
Úvod	9
1 Šroubové spojení	10
1.1 Vznik závitu a definice jeho parametrů	10
1.2 Silové poměry v závitu	12
1.3 Utahovací moment a jeho korekce	13
1.4 Samosvornost, součinitel tření	16
2 Principy konstrukce momentového nářadí.....	17
2.1 Nosníkové a torzní	17
2.2 Prokluzové	19
2.3 Ohybové	20
3 Současná situace na trhu	22
3.1 Nářadí indikující aktuální hodnotu utahovacího momentu	22
3.2 Nářadí s úplným přerušением přenosu momentu prokluzem	23
3.3 Nářadí s omezeným úhlovým přerušением přenosu momentu.....	24
3.4 Nejčastěji používaná rozhraní nářadí	25
4 Popis problematiky dotahování u optomechanických sestav	26
5 Ideové návrhy momentového klíče a základ jejich výpočtů.....	29
6 Konstrukční řešení vybraného návrhu momentového klíče.....	35
6.1 Popis navrženého řešení.....	36
6.2 Vlivy na přesnost a opakovatelnost, navržená řešení a doporučení	41
6.3 Výpočet geometrie a působících sil, návrh vhodné pružiny	45
6.4 Kontrolní výpočty kritických částí konstrukce.....	48
6.5 Možný směr budoucího vývoje	52
7 Návrh a konstrukční řešení přípravku pro utahování	53
8 Návrh experimentu pro zjištění utahovacího momentu	57
Závěr.....	60
Použité informační zdroje	62
Seznam příloh	64

Seznam použitých značek a symbolů

Značka či symbol	Význam	Fyzikální jednotka
D	Velký průměr závitu matice	m
D_1	Malý průměr závitu matice	m
D_2	Střední průměr závitu matice	m
D_s	Velký průměr mezikruh. průřezu dosedací plochy	m
F_0	Osová síla ve šroubu	N
F_1	Síla otáčející šroubem pro utahování	N
F_2	Síla otáčející šroubem pro povolování	N
F_o	Síla v mechanismu	N
F_p	Síla v mechanismu	N
F_r	Síla v mechanismu	N
F_t	Síla v mechanismu	N
F_v	Síla v mechanismu	N
F_{vm}	Síla působící na kolečko	N
H	Nosná hloubka závitu	m
L_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
M_{TL}	Třecí moment v ložisku	Nm
M_{tk}	Moment na klíči	Nm
M_{tm}	Moment tření na dosedací ploše	Nm
M_{tz}	Moment odporu v závitu	Nm
M_{tz1}	Moment odporu v závitu při utahování	Nm
M_{tz2}	Moment odporu v závitu při povolování	Nm
N	Normálová složka síly (reakce)	N
P	Rozteč závitu	m
P_L	Ekvivalentní zatížení ložiska	N
R_T	Poloměr tření (poloměr působení třecí síly)	m
R_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
T	Třecí síla	N
T_m	Třecí síla v dosedací ploše	N
d	Velký průměr závitu šroubu	m
d_2	Střední průměr závitu šroubu	m
d_3	Malý průměr závitu šroubu	m
d_L	Vnitřní průměr ložiska	m

d_d	Malý průměr mezikruh. průřezu dosedací plochy	m
$d_{sč}$	Průměr kolíku	m
f_m	Součinitel tření v dosedací ploše	–
f_z	Součinitel smykového tření	–
f'_z	Součinitel tření v závitu	–
l	Délka zašroubování	m
l_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
m_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
n	Počet chodů závitu	–
n_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
o_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
p_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
q_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
r_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
s	Stoupání závitu	m
s_p	Délková míra pro návrh mechanismu	m
x_p	Počet hran tvarovaného kola	–
Δs	Velikost dodatečného stlačení pružiny	m
α	Vrcholový úhel závitu	°
α_1	Úhel boku závitu	°
α_2	Úhel boku závitu	°
β_p	Úhlová míra pro návrh mechanismu	°
γ	Úhel stoupání závitu	°
γ_p	Úhlová míra pro návrh mechanismu	°
ε_p	Úhlová míra pro návrh mechanismu	°
μ_L	Součinitel tření ložiska	–
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve smyku	MPa
τ_{st}	Napětí ve stříhu kolíku	MPa
φ_z	Třecí úhel	°
φ'_z	Redukovaný třecí úhel mezi plochami závitu	°

Úvod

Předmětem diplomové práce je návrh mechanismu umožňujícího dotahování součástí citlivých optomechanických sestav, a to v úzké spolupráci se společností Meopta - optika, s.r.o., která dané téma nabídla ke zpracování právě touto cestou.

Konkrétněji je řešeným problémem dotažení závitového spoje přiléhajícího k optickým prvkům v sestavě tak, aby na tyto byla zajištěna přítláčná síla, která odpovídá nárokům a požadavkům dané aplikace. Pro tyto účely navrhovaným mechanismem je momentový klíč, který zajišťuje přerušení přenosu momentu v oblasti nízkých hodnot utahovacích momentů – jedná se o rozsah v řádu setin Nm . Výběr momentového nářadí pracujícího v této oblasti hodnot je momentálně na trhu velice omezený – pro případ klíčů lze nalézt nářadí pracující v oblasti desetin Nm , což jsou však pro požadované potřeby již vysoké hodnoty; dostupným nářadím pracujícím s rozsahem v řádu setin či tisícín Nm , ale i nižším, jsou pak momentové šroubováky, které jsou však vhodné pouze pro některé aplikace, a ani zde není nabízeno celé rozsahové spektrum. Dosavadní praxe spočívala v dotahování součástí sestav ručně, dle odhadu pracovníka, se všemi důsledky takového postupu – a právě proto bylo přistoupeno k návrhu vlastního řešení daného problému.

Návrh vlastního momentového klíče, v tomto případě funkčního vzorku, který má sloužit především k ověření mechanismu, má tedy za úkol překlenout mezeru v rozsahovém spektru momentového nářadí dostupného na trhu a umožnit tak přesnější dotahování v oboru, kde přesnost hraje významnou roli. S tím dále souvisí také zjednodušení procesů montáže citlivých optomechanických sestav, stejně jako například omezení možnosti poškození kritických součástí vlivem nesprávného odhadu použité síly pracovníkem apod.

Pro úplnost řešení daného problému se diplomová práce zabývá také návrhem přípravku pro utahování uvnitř tubusu, a dále pak stanovením potřebného utahovacího momentu pro zajištění definované přítláčné síly, a to jak početně, na základě dostupných postupů, tak i ideovým návrhem experimentu sloužícího k tomuto účelu.

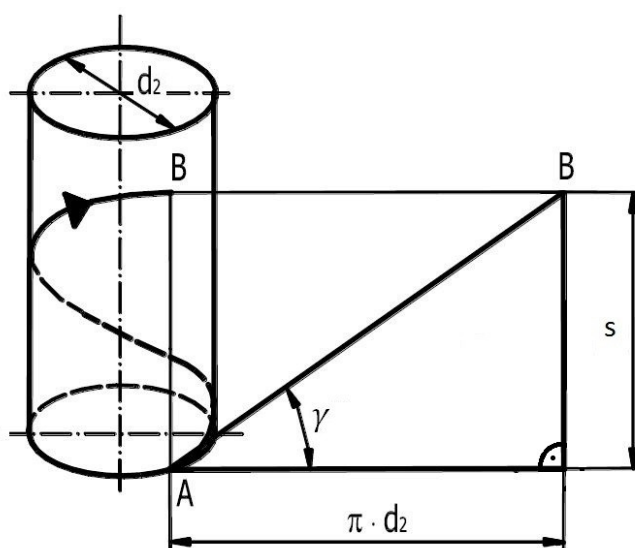
1 Šroubové spojení

S ohledem na téma práce je potřeba definování základních parametrů šroubového spojení a v návaznosti pak především utahovacího momentu a souvisejících veličin. To je zde provedeno převážně jako souhrn informací a vyplývajících skutečností získaných na základě informačního zdroje [1], který se touto problematikou obsáhle zabývá.

Obecně šroubová spojení slouží jako spojovací části k rozpojitelnému spojování součástí, k nastavení či zajištění vzájemné polohy součástí, k měření atd. Šroubového závitu se také využívá k převodu otáčivého pohybu v posuvný (opačně jen výjimečně). Dle naznačených možných použití závitu a k tomu vázaných jejich vhodných profilů rozeznáváme závity spojovací, kam patří například závit metrický, a závity pohybové, například závit lichoběžníkový.

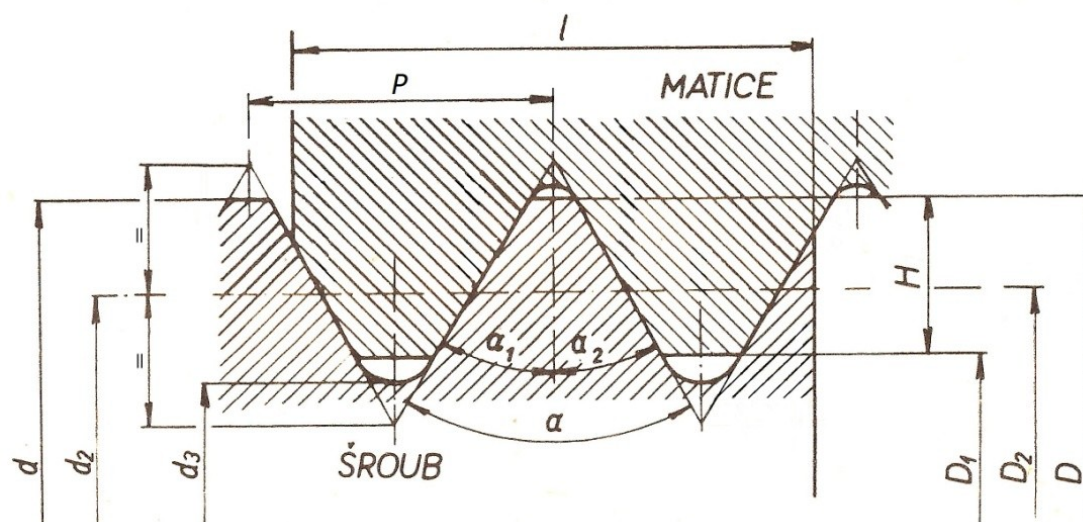
1.1 Vznik závitu a definice jeho parametrů

Základním prvkem šroubového spojení je závit. Ten tvoří šroubovice (Obr. 1), která vzniká např. navinutím přepony pravoúhlého trojúhelníka na tzv. základní válec, přičemž pohybem tvořící plochy, která udává tvar profilu závitu a která leží v rovině procházející osou základního válce, po této šroubovici vznikne samotné těleso závitu. V obrázku (Obr. 1) lze přímo definovat několik parametrů závitu – navinutí šroubovice je provedeno na středním průměru závitu d_2 , z pravoúhlého trojúhelníku pak plyne stoupání závitu s a úhel stoupání závitu γ (viz dále).



Obr. 1 Vznik šroubovice [3]

Rozeznáváme dva profily závitů – teoretický a jmenovitý. Profil teoretický je myšlený rovinný geometrický obrazec, který je opsán profilu jmenovitému a má tu vlastnost, že je pro šroub i matici stejný. Profil jmenovitý vznikne z teoretického zaoblením nebo zkosením hran, přičemž jmenovité profily šroubu a matice jsou od sebe odlišné. Základní parametry závitů šroubu a matice, tzv. jmenovité rozměry, jsou definovány v tabulce (Tab. 1) a vyznačeny v obrázku (Obr. 2).



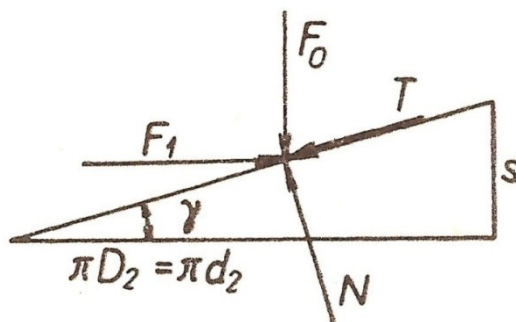
Obr. 2 Jmenovité rozměry závitů [1]

Tab. 1 Jmenovité rozměry závitů [1], [2]

Označení	Jednotka	Význam	Pozn.
d	m	Velký průměr závitů šroubu	$d = D$
D	m	Velký průměr závitů matice	
d_2	m	Střední průměr závitů šroubu	$d_2 = D_2$
D_2	m	Střední průměr závitů matice	
d_3	m	Malý průměr závitů šroubu	–
D_1	m	Malý průměr závitů matice	–
P	m	Rozteč závitů	$s = n \cdot P$
n	–	Počet chodů závitů	
s	m	Stoupání závitů	
γ	°	Úhel stoupání závitů	–
H	m	Nosná hloubka závitů	–
l	m	Délka zašroubování	–
α_1, α_2	°	Úhly boků závitů	$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$
α	°	Vrcholový úhel závitů	

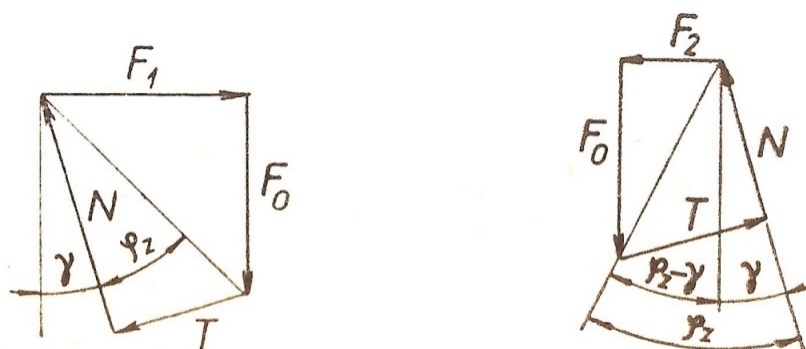
1.2 Silové poměry v závitu

Odvození silových poměrů je provedeno na šroubu s tupým závitem (vrcholový úhel $\alpha = 0^\circ$), čímž se zjednodušují předpoklady výpočtu. Získané výsledky je pak možno pro ostatní druhy závitů přepočítat. Při řešení silových poměrů v závitu je dále ideální úvahu provést na rozvinuté šroubovici, čímž dojde ke zjednodušení na řešení rovnováhy sil na nakloněné rovině (Obr. 3). Dalším předpokladem je rovnoměrné rozložení sil po závitu a jejich působení na středním průměru závitu d_2 .



Obr. 3 Silové poměry v závitu řešené na rozvinuté šroubovici [1]

Grafické řešení rovnováhy sil je pro utahování i povolování šroubu znázorněno na obrázku (Obr. 4). Figuruje zde několik veličin – osová síla ve šroubu F_0 , normálová složka (reakce) N , třecí síla T , síla otáčející šroubem F_1 pro utahování, resp. F_2 pro povolování, úhel stoupání závitu γ a třecí úhel φ_z . Pro účely dalších výpočtů (stanovení utahovacího momentu) je hledána síla F_1 , resp. F_2 v závislosti na osově síle F_0 , výpočetně za pomoci vztahu (1), resp. (2), další veličiny lze s pomocí grafického řešení v případě potřeby určit obdobným způsobem [1].



Obr. 4 Grafické řešení rovnováhy sil pro utahování (vlevo) a povolování (vpravo) [1]

$$F_1 = F_0 \cdot \cotg[90^\circ - (\gamma + \varphi_z)] = F_0 \cdot \tan(\gamma + \varphi_z) \quad (1)$$

$$F_2 = F_0 \cdot \tan(\gamma - \varphi_z) \quad (2)$$

Kde:

F_1 [N] ... síla otáčející šroubem při utahování

F_0 [N] ... osová síla ve šroubu

γ [°] ... úhel stoupání závitu

φ_z [°] ... třecí úhel mezi plochami závitu

F_2 [N] ... síla otáčející šroubem při povolování

1.3 Utahovací moment a jeho korekce

Pro utažení šroubu je dle zdroje [1] potřeba pomocí momentu na klíči M_{tk} překonat moment odporu v závitu M_{tz} a moment tření na dosedací ploše M_{tm} (jednotlivé členy jsou řešeny dále). Tato skutečnost lze vyjádřit vztahem (3).

$$M_{tk} = M_{tz} + M_{tm} \quad (3)$$

Kde:

M_{tk} [Nm] ... moment na klíči

M_{tz} [Nm] ... moment odporu v závitu

M_{tm} [Nm] ... moment tření na dosedací ploše (např. mezi hlavou šroubu a součástí)

Moment M_{tz} , potřebný k překonání odporu vzniklého v závitech v důsledku působení osově síly F_0 , je možno přesně stanovit ze vztahu (4) pro utahování, resp. (5) pro povolování [1]. Vztahy vycházejí z již zmíněné úvahy, že zjištěná síla F_1 , resp. F_2 , způsobující moment, působí na středním průměru závitu d_2 .

$$M_{tz1} = F_1 \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi_z) \quad (4)$$

$$M_{tz2} = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma - \varphi_z) \quad (5)$$

Kde:

M_{tz1} [Nm] ... moment odporu v závitu při utahování

M_{tz2} [Nm] ... moment odporu v závitu při povolování

d_2 [m] ... střední průměr závitu

Dále je třeba pro úplnost dodefinovat dva vztahy [1] – první (6) dává do souvislosti úhel stoupání γ se stoupáním s a středním průměrem závitu d_2 ; druhý (7) dává do souvislosti součinitel tření v závitu f_z a třecí úhel φ_z .

$$\tan \gamma = \frac{s}{\pi \cdot d_2} \quad (6)$$

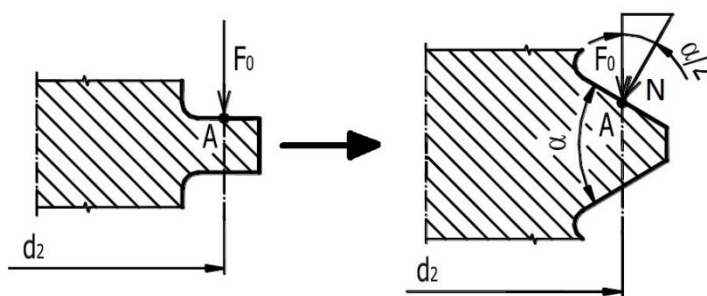
$$\tan \varphi_z = f_z \quad (7)$$

Kde:

s [m] ...stoupání závitu

f_z [–] ...součinitel smykového tření

Součinitel smykového tření f_z , který ve výpočtech figuruje, je v této formě platný pouze pro závity tupé. Jelikož sklon závitového boku působí odklon normálové složky (Obr. 5), tj. síly, na níž přímo závisí tření v závitu, je potřeba dle [1] a [3] zavést součinitel tření v závitu f'_z vztahem (8). Takto zavedený vztah platí pro symetrický profil závitu. Při tomto výpočtu je zanedbán vliv úhlu stoupání závitu – tento vliv lze u běžných závitů zanedbat skrze malé úhly jejich stoupání, a vzniklá chyba je v mezích nepřesnosti a nejistoty při určování součinitele tření. Nezanedbatelný je vliv až při velkých úhlech stoupání, např. u vícechodých závitů. Takto zjištěný součinitel tření v závitu je dále aplikován analogicky na předchozí rovnice, odkud je získán tzv. redukovaný třecí úhel φ'_z , který se pak využívá při výpočtu utahovacího momentu či sil působících v závitu [3].



Obr. 5 Odklon normálové složky na boku ostrého závitu [3]

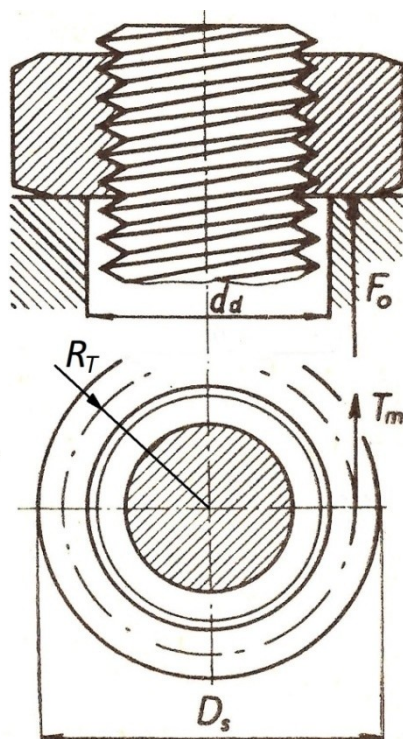
$$f'_z = \frac{f_z}{\cos(\alpha/2)} \quad (8)$$

Kde:

f'_z [–] ...součinitel tření v závitu

α [°] ...vrcholový úhel závitu

Moment M_{tm} , potřebný k překonání odporu proti otáčení na dosedacích plochách (hlava šroubu či matice), který vzniká v důsledku působení osově síly F_0 a přítomnosti součinitele tření v dosedací ploše matice f_m , je dle [1] možno stanovit ze vztahu (9). Zde je vycházeno z úvahy rovnoměrného rozložení tlaku po dosedací ploše a z úvahy působení třecí síly T_m způsobující moment odporu na poloměru tření R_T (Obr. 6).



Obr. 6 Působení sil na dosedací ploše matice [1]

$$M_{tm} = T_m \cdot R_T = f_m \cdot F_0 \cdot R_T \quad (9)$$

Kde:

T_m [N] ...třecí síla v dosedací ploše

R_T [m] ...poloměr tření (poloměr působení třecí síly)

f_m [-] ...součinitel tření v dosedací ploše

Poloměr tření R_T lze dle [1] přesně vypočítat pro dosedací plochu jakéhokoli tvaru – např. pro případ rovinné dosedací plochy mezikružového průřezu (Obr. 6), který je často se vyskytujícím případem, udává následující vztah (10). S určitou, avšak ne významnou, chybou lze tento případ také počítat s působením tření na poloměru stanoveném jako střední hodnota minimálního a maximálního poloměru dosedací plochy – vztah (11).

$$R_T = \frac{2}{3} \cdot \frac{(D_s/2)^3 - (d_d/2)^3}{(D_s/2)^2 - (d_d/2)^2} \quad (10)$$

$$R_T = \frac{D_s + d_d}{4} \quad (11)$$

Kde:

D_s [m] ...velký průměr mezikruhového průřezu dosedací plochy

d_d [m] ...malý průměr mezidruhového průřezu dosedací plochy

1.4 Samosvornost, součinitel tření

Je-li šroub samosvorný, nemůže docházet k přeměně osově síly v točivý moment, v praxi tedy nedojde k jeho samovolnému povolení. Lze odvodit, že třecí úhel φ_z , resp. redukovaný třecí úhel φ'_z , musí být pro případ samosvornosti větší nebo roven úhlu stoupání závitu γ . Podmínka samosvornosti je tedy dána vztahem (12) dle [1].

$$\varphi_z \geq \gamma \quad (12)$$

Pro úplnost je potřeba ještě dále dodefinovat součinitele tření použité pro výpočty. Pokud zajistíme, aby utahování v poslední fázi, tedy ve fázi vytvoření požadovaného předpětí, byl správně děj v pohybu nepřerušovaný, je uvažován dynamický součinitel tření. Naopak při povolování je třeba uvést šroubové spojení z klidu do pohybu, je tedy potřeba uvažovat součinitel tření statický, který je použit i pro stanovení samosvornosti.

Hlavním problémem zajištění potřebného utahovacího momentu pro dosažení požadovaného předpětí může být rozptyl hodnot součinitele tření v závitu. Ten je závislý na mnoha faktorech – drsnost povrchu; použité mazivo a z něj vzniklý mazací film; nečistoty na závitu; úprava povrchu závitu; změna úhlu boku závitu vlivem trvalé deformace; pořadí tepelného zpracování ve výrobním procesu; velikost zatížení; kombinace materiálů matice a šroubu; počet utažení a povolání dle toho, zda dochází k uhlazování nebo zdrsňování povrchu závitu. Součinitel tření se stanovuje nejlépe experimentálně měřením přímo uvažovaného šroubového spojení při předpokládaných podmínkách sestavování a provozu, ideální je pak takto experimentálně stanovit přímo utahovací moment.

2 Principy konstrukce momentového nářadí

Tato kapitola se zabývá základními popisy nepoužívanějších konstrukcí momentového nářadí se zaměřením na oblast mechanického ručního nářadí. Názvosloví není v rámci zdrojů jednotné, jsou zde proto použity nejčastější, v některých případech anglické, termíny.

Nepoužívanějšími konstrukcemi jsou nosníkové a torzní, které pracují na principu ohýbání nosníku nebo zkrucování hřídele na základě působícího momentu, dále prokluzové, které přerušují přenos momentu podobným způsobem jako pojistná spojka, a nakonec ohybové, u nichž k přerušení přenosu momentu dochází vlivem změny vzájemné polohy vzájemně spojených elementů. Zmíněné principy jsou dále popsány v této části práce.

Existuje nicméně mnoho dalších principů, které buďto v omezené míře jsou, nebo mohou být, teoreticky využity pro účely konstrukce momentového nářadí. V minulosti používaným principem je např. klíč složený ze dvou vzájemně otočně uložených částí, mezi něž je vložen střížný drát umožňující přenos momentu. Při dosažení daného momentu dojde ke střížení drátu a tím k přerušení přenosu momentu pootočením částí vůči sobě. Další možností může být nářadí pracující na principu třecí spojky, kde jsou dvě třecí plochy přitlačovány k sobě silou vyvozenou pružinou, a při překročení daného momentu dojde k prokluzu ploch vůči sobě. Využít se dá také principů magnetismu, kde jsou například působením momentu od sebe odtahovány dva magnety.

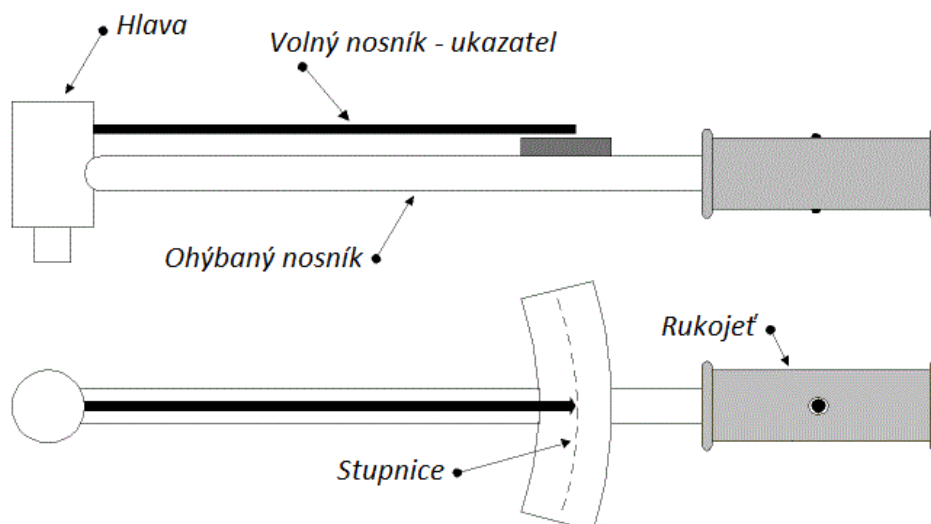
Nakonec je třeba zmínit, že krom mechanického ručního nářadí existuje např. nářadí poháněné hydraulicky, kterého se využívá především v těžkém průmyslu. Dále se často používá nářadí měřící aktuální hodnotu momentu na principech tenzometrů apod.

2.1 Nosníkové a torzní

Těchto principů se využívá pro momentové nářadí s možností přímého odečítání aktuální hodnoty působícího momentu. Neumožňují funkci přerušení přenosu momentu.

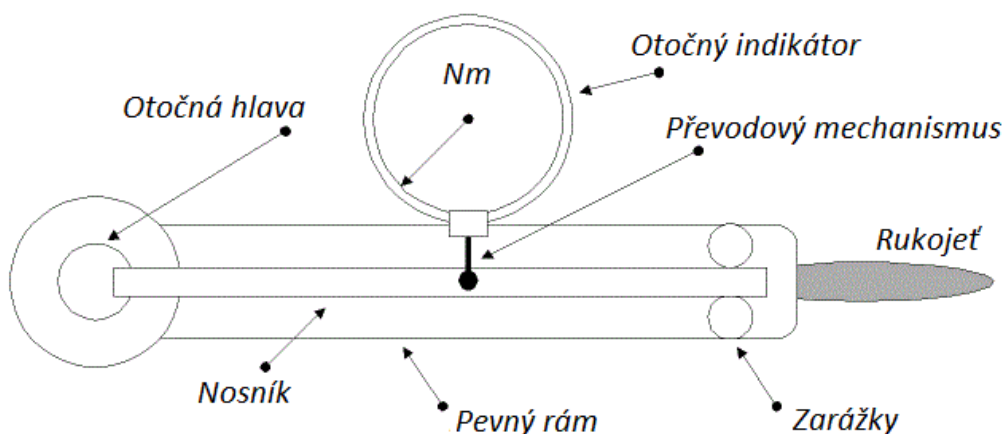
Nosníkové momentové klíče, jak již název napovídá, pracují na principu nosníku, u kterého dochází působením momentu k ohnutí měřenému za pomoci stupnice ocejchované nejčastěji v jednotkách momentu. V praxi rozeznáváme nejčastěji dva základní typy konstrukce klíčů pracujících na principu ohybu – prvním jsou tzv. beam-type momentové klíče; druhým jsou tzv. dial-type momentové klíče.

Beam-type momentové klíče (Obr. 7) jsou konstrukčně nejjednodušší. Jedná se o dva nosníky spojené jedním koncem, obvykle v místě působení momentu, z nichž jeden je na druhém konci ohýbán silou a druhý je zde volný. Mezi nimi je umístěna stupnice, na které jsou odečítány hodnoty rozdílu polohy obou nosníků, vzniklé působením síly vytvářející utahovací moment.



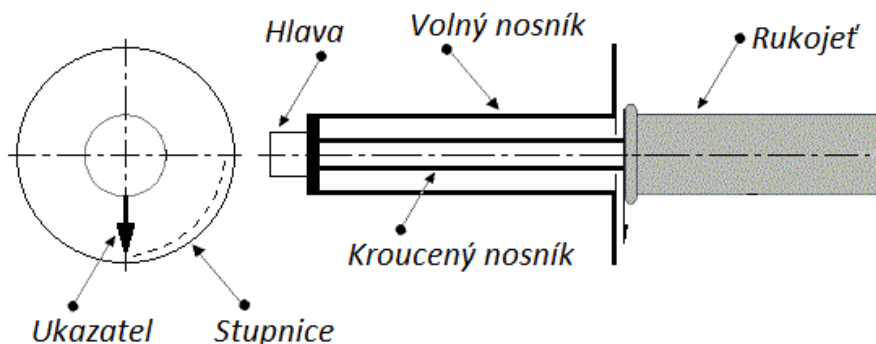
Obr. 7 Konstrukce beam-type momentového klíče [6]

Dial-type momentové klíče (Obr. 8), někdy také momentové klíče s otočným indikátorem, pracující také na principu ohybu, jsou svou konstrukcí oproti předchozímu typu složitější. V rámu klíče je zde umístěna otočná hlava, ke které je pevně připevněn nosník. Tento nosník je pak svým druhým koncem volně umístěn mezi pár naproti stojících zarážek v rámu klíče, které omezují sestavu „otočná hlava/nosník“ v otáčení a nutí tak nosník při působení momentu k ohýbání. Vzniklý průhyb je pak již jednoduchým mechanismem převeden na otočný indikátor.



Obr. 8 Konstrukce momentového klíče s otočným indikátorem [6]

Torzní momentové nářadí (Obr. 9) bývá principiálně obdobné beam-type momentovým klíčům. Na rozdíl od nich jsou zde dva nosníky jedním koncem spojeny tak, že jeden z nich je na druhém konci zatěžován momentem, a druhý je zde volný. Zatěžovaný nosník je pak působením momentu zkrucován a toto zkroucení je přenášeno na stupnici, a to buďto přímo nebo za využití převodového mechanismu.



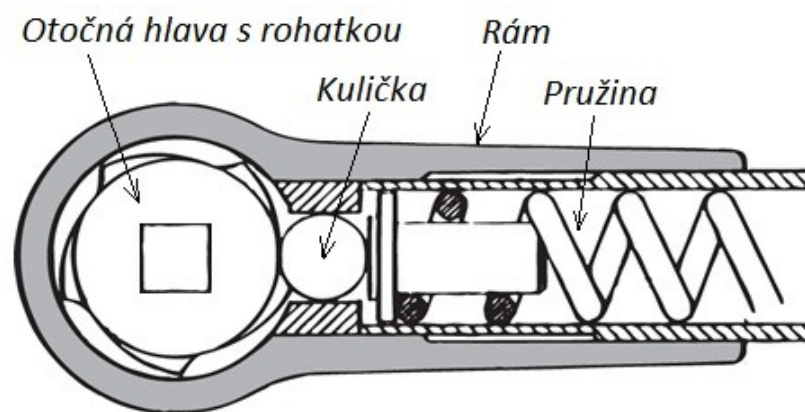
Obr. 9 Konstrukce torzního momentového klíče/šroubováku

2.2 Prokluzové

Prokluzové momentové nářadí, tzv. slip-type či někdy také pružinové, zajišťuje přerušení přenosu momentu a může být konstruováno jak jako nářadí s nastavitelným momentem utahování, tak i jako nářadí s momentem přednastaveným, který lze obvykle změnit pouze za použití speciálního přípravku.

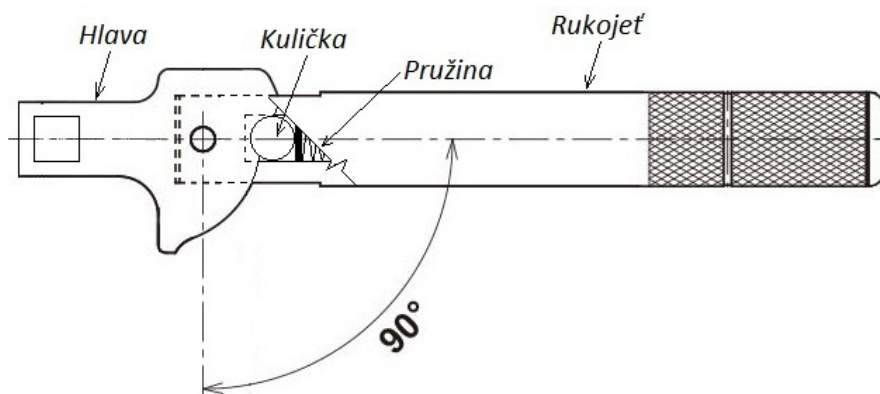
Tento typ nářadí pracuje nejčastěji na principu pojistné spojky. U prokluzových momentových klíčů se lze setkat především s konstrukcí s rohatkou. U prokluzových momentových šroubováků se pak lze setkat s celou řadou konstrukcí obdobných přímo pojistným spojkám.

Prokluzový momentový klíč s rohatkou (Obr. 10) sestává nejčastěji z rámu, ve kterém je uložena otočná hlava s rohatkou, kulička a pružina zajišťující požadovanou sílu v soustavě. Kulička je přitlačována silou od pružiny k rohatce. Vlivem působení momentu dochází k pootáčení hlavy s rohatkou, až se kulička dostane do pozice, kde soustava přenáší nejvyšší, a tedy daný, moment. Při překročení tohoto momentu pak dojde k „přeskočení“ kuličky na další zub rohatky, a tím k přerušení přenosu momentu. U této konstrukce nemůže za žádných okolností dojít k překročení daného momentu. Rohatka může být různě tvarovaná, vhodně pro dosažení požadované funkce. Také se lze např. setkat s obdobnými konstrukcemi, kde jako západka slouží různé hranoly, nikoli kulička, nebo s modifikací, kde jsou pružina a západka nahrazeny přímo pružnou západkou.



Obr. 10 Konstrukce prokluzového momentového klíče s rohatkou [8]

V této kategorii lze také uvést tzv. break-over momentový klíč (Obr. 11), který pracuje principiálně podobně jako klíč s rohatkou. Sestává nejčastěji z hlavy klíče spojené otočně s rukojetí, ve které je umístěna pružina a západka (kulička, váleček apod.). Západka je přitlačována silou od pružiny do tvarovaného vybrání, které je součástí tělesa hlavy. V důsledku působení momentu dojde při dosažení jeho dané hodnoty k „vyskočení“ západky z vybrání, a tedy ke zlomení klíče a k přerušení přenosu momentu. Toto uspořádání zajišťuje přerušení přenosu momentu částečně, avšak dle konkrétní konstrukce až do úhlu 90° .

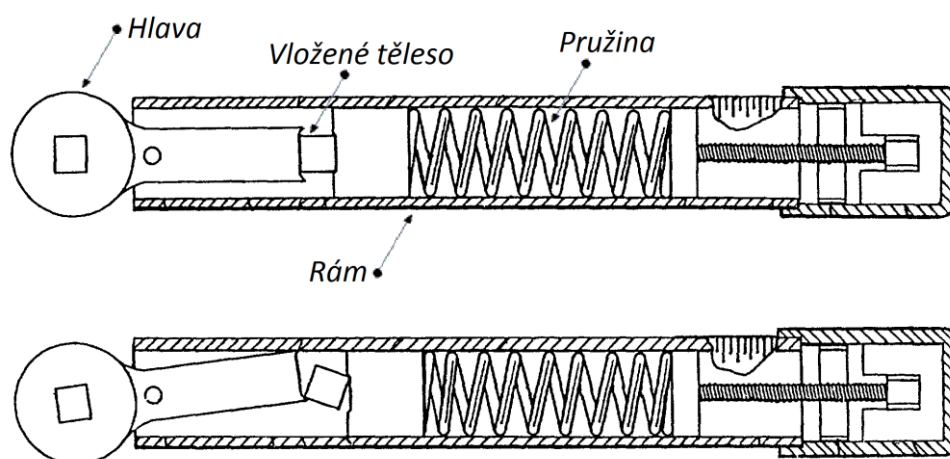


Obr. 11 Možná konstrukce lámacího momentového klíče [4]

2.3 Ohybové

Stejně jako v případě momentového nářadí prokluzového, i ohybové momentové nářadí, pracující na zde dále popsaných principech, zajišťuje přerušení přenosu momentu a může být konstruováno buďto jako nářadí s nastavitelným momentem utahování, nebo jako nářadí s momentem přednastaveným, který lze změnit pouze za použití speciálního přípravku.

Mechanismus ohybového klíče (Obr. 12) sestává z rámu, ve kterém jsou uložena tři základní tělesa – hlava klíče připojená k rámu otočně čepem; pružina zajišťující požadovanou sílu v soustavě; „volně“ vložené těleso. Při dosažení daného momentu dojde k přerušení jeho přenosu tak, že se vložené těleso „postaví na hranu“, zároveň dojde k určitému stlačení pružiny a především k úhlovému vytočení hlavy klíče okolo čepu. Jelikož po vyvedení vloženého tělesa z rovnovážného stavu postupně klesá moment potřebný k jeho dalšímu stavění na hranu, není současné stlačování pružiny, a tím zvyšování jí vyvozené síly, na obtíž. Takto zkonstruované ohybové momentové klíče zajišťují přerušení přenosu momentu částečně, do určitého úhlu.



Obr. 12 Konstrukce a princip funkce ohybového momentového klíče [7]

Toto konstrukční uspořádání je obvykle známé jako tzv. click-type momentové klíče, jelikož vlivem vybočení hlavy klíče a vloženého tělesa dochází k „nárazu“ některého z nich na rám klíče, čehož důsledkem je cvaknutí, které slouží jako zřetelná zvuková signalizace dosažení daného momentu.

Popsanou technologii lze modifikovat i pro momentové šroubováky. Vložená tělesa jsou zde umístěna v určité vzdálenosti od středu otáčení ve tvarovaných vybráních mezi dvěma proti sobě postavenými mezikružími – jedno mezikruží je zajištěno proti pootočení s rukojetí; druhé mezikruží je zajištěno proti pootočení s hlavou šroubováku. Při dosažení daného momentu se vložená tělesa vzpříčí a zajistí tak jeho přerušení, stejně jako u klíčů, částečně, do určitého úhlu. Tato technologie může také splňovat funkci click-type. Lze navíc provést modifikaci tak, aby při vzpříčení vložených těles došlo k úplnému přerušení přenosu momentu, tedy k prokluzu momentového šroubováku. To je zajištěno tak, že při oddálení mezikruží od sebe vlivem vzpříčení vložených těles dojde k rozpojení jednoho ze zmíněných zajištění mezikruží proti pootočení, řešeného jako zubová spojka (viz např. webové stránky firmy Tohnichi [4]).

3 Současná situace na trhu

Následující část diplomové práce se na požadavek společnosti Meopta zabývá zmapováním aktuálního trhu v oblasti momentového nářadí, se zaměřením na dostupné produkty různého typu, sloužící k utahování s co možná nejnižšími utahovacími momenty, v řádu maximálně desetin newton metrů. Nakonec jsou také pro přehled zmíněna nejpoužívanější rozhraní těchto nářadí.

Výběr mezi momentovými klíči je vzhledem k požadavkům spíše omezený a této oblasti se věnuje jen málo firem – k dostání však jsou klíče různých konstrukcí, v provedeních se stupnicí i s přerušením přenosu momentu. Další možností v oblasti dosažení požadované hodnoty utahovacího momentu jsou pak momentové šroubováky, které se též vyrábějí v obou provedeních. Požadavkům vyhovuje v převážné většině pouze nářadí firmy Tohnichi [4], omezeně také např. nářadí firmy Belknap [5]. Nalezené dostupné možnosti jsou zaneseny i s důležitými parametry do tabulky (Příloha A).

3.1 Nářadí indikující aktuální hodnotu utahovacího momentu

Jak lze odvodit z předchozí kapitoly, v zásadě se jedná o nářadí pracující z hlediska konstrukčního principu jako různě řešené ohybové (převážná část klíčů) či torzní (většinou šroubováky).

Častým typem jsou momentové klíče s otočným indikátorem (Obr. 13). Obvykle jsou schopny indikace aktuálního momentu v obou směrech a jejich využití je vhodné jak pro utahování, tak také pro kontrolu utahovacího momentu. Indikátor dále má přidanou vlečenou ručičku, pomocí které lze uchovat maximální dosaženou hodnotu momentu. Další možnou vlastností danou konstrukcí může být, že lze indikátorem pootočit tak, aby jeho ručička ukazovala požadovanou hodnotu utahovacího momentu, a tedy aby ukazovala na nulu ve chvíli, kdy je tato hodnota dosažena. Měřitelné utahovací momenty u těchto klíčů začínají na několika desetinách newton metrů.



Obr. 13 Momentový klíč s otočným indikátorem (Tohnichi typu DB) [4]

Další jsou tzv. beam-type momentové klíče (Obr. 14). Stejně jako předchozí, indikují v obou směrech a jejich využití je také obdobné. Jejich důležitou výhodnou vlastností je jejich jednoduchá konstrukce, u níž nedochází ke tření mezi jednotlivými částmi klíče, a tedy k ovlivnění výsledků měření touto formou. Rozsahy u momentových klíčů tohoto typu se na trhu pohybují od několika setin newton metrů.



Obr. 14 *Beam-type momentový klíč (Tohnichi typu SF)[4]*

Existují také momentové šroubováky s přímým odečítáním aktuálního utahovacího momentu (Obr. 15), které pracují obvykle na torzním principu. Ty jsou vhodné především pro utahování šroubů malých rozměrů. Velikost momentu měřitelná těmito šroubováky může být již od několika deseti tisícín newton metrů.



Obr. 15 *Momentový šroubovák s odečítáním momentu (Tohnichi typu FTD) [4]*

3.2 Nářadí s úplným přerušením přenosu momentu prokluzem

V této oblasti se lze v praxi setkat především s nářadím konstruovaným jako prokluzové bez úhlového omezení, tzn. na principech prokluzových spojek. Klíče s požadovanými nízkými hodnotami utahovacích momentů však nejsou na trhu dostupné.

Co se týče momentových šroubováků, zde je situace jiná. Může být krom uvedené konstrukce použit např. princip click-type se zajištěním prokluzu (Obr. 16). Největší výhodou tohoto nářadí je, že daný moment není možné přesáhnout za žádných okolností. Nevýhodou může být, že umožňují utahování pouze v jednom směru. Uťahovací momenty těchto šroubováků začínají na hodnotách několika tisícín newton metrů a existují jak ve

variantách s nastavitelným utahovacím momentem, tak i s momentem přednastaveným, který lze změnit obvykle pouze za použití speciálního nářadí.



Obr. 16 Click-type momentový šroubovák s prokluzem (Tohnichi typu RTD) [4]

3.3 Nářadí s omezeným úhlovým přerušením přenosu momentu

V převážné většině případů jde o nářadí konstruované jako click-type, které je nejrozšířenějším typem momentového nářadí vůbec, popř. pak o konstrukci prokluzovou tzv. break-over momentové klíče.

Click-type momentové klíče (Obr. 17) mají největší výhodu v tom, že při dosažení daného momentu, krom přerušení jeho přenosu, vydají již výše zmíněný zřetelný zvuk – cvaknutí. Další je, že mohou mít např. hlavu s ráčnou nebo celé hlavy klíče vyměnitelné. Na trhu momenty těchto klíčů začínají na hodnotách desetín newton metrů.



Obr. 17 Click-type momentový klíč (Tohnichi typu QL-MH) [4]

Click-type momentové šroubováky jsou konstrukčně shodné s těmi popsány v předcházející kapitole, pouze postrádají mechanismus zajišťující prokluz.

Další možností jsou break-over momentové klíče (Obr. 18). Tyto se často využívají pro přesné utahování v elektrotechnice, například u spojení optických kabelů. Jejich výhodou bývá, že ač je přerušeno přenosu momentu úhlově omezené, tento úhel bývá mnohem větší než u click-type momentových klíčů, a to, jak již bylo zmíněno v části zabývající se konstrukcí momentového nářadí, až do hodnoty 90°. Značnou nevýhodou je rozhraní, které bývá přizpůsobeno aplikacím v elektrotechnice dle norem a nebývá měnitelné. Momenty těchto klíčů bývají v hodnotách od několika tisícín newton metrů.



Obr. 18 Break-over momentový klíč (Tohnichi typu NSP) [4]

Možnou nevýhodou veškerého nářadí výše popsaných typů může být, stejně jako u nářadí s úplným přerušением přenosu momentu prokluzem, že obvykle umožňují utahování pouze v jednom směru. Stejná je také skutečnost, že je k dostání jak ve variantách s nastavitelným utahovacím momentem, tak i s momentem přednastaveným.

3.4 Nejčastěji používaná rozhraní nářadí

Jak bylo avizováno, je třeba ještě v krátkosti zmínit nejčastěji používaná rozhraní klíčů, resp. šroubováků, sloužící k jejich spojení s vyměnitelnými hlavicemi či adaptéry, resp. bity, a samozřejmě k přenosu momentu mezi nimi.

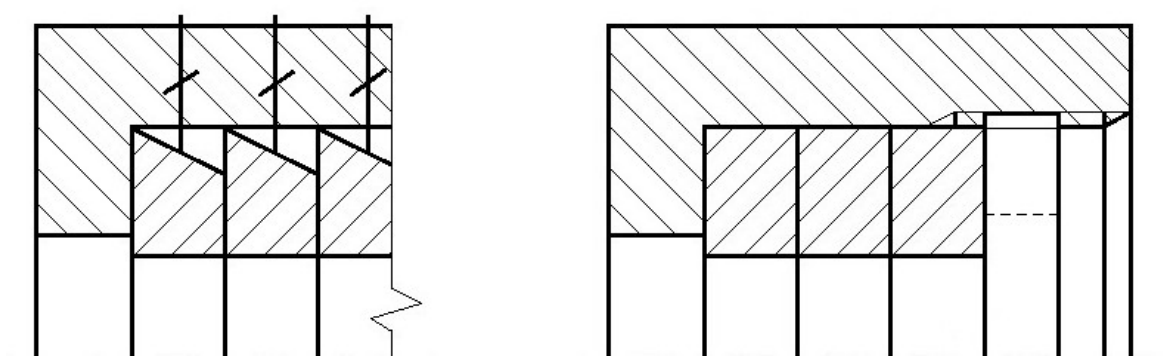
U nalezených klíčů je nejrozšířenějším typem rozhraní vnější upínací čtyřhran, tzv. Square, (rozhraní čtvercového průřezu) velikosti $6,35\text{mm}$ (ekvivalentem je velikost $1/4\text{ inch}$). U šroubováků, v případě, že mají možnost výměny bitů, je to pak vnitřní upínací šestihran, tzv. Hex, (rozhraní šestiúhelníkového průřezu) stejné velikosti [4]. K rozměrům rozhraní je nutno poznamenat, že udávaná velikost se váže na vzdálenost protilehlých stran daného průřezu.

Existuje samozřejmě mnoho dalších typů a velikostí používaných rozhraní, stejně jako nejrůznější adaptéry mezi jednotlivými rozhraními. K zajištění dostatečně pevného spojení nástroje s hlavicí je pak nejčastěji používáno buďto magnetu (především u šroubováků) nebo kuličky v těle rozhraní přitlačované pružinou.

4 Popis problematiky dotahování u optomechanických sestav

Následující kapitola popisuje problematiku, na jejímž základě vznikl požadavek pro vytvoření mechanismu pro dotahování, tedy navrhovaného momentového klíče.

U uvažovaných aplikací v optomechanických sestavách se lze nejčastěji setkat se dvěma případy (Obr. 19). Prvním případem je utahování součásti v radiálním směru a přenos osově síly šroubu přes nakloněnou rovinu do axiálního směru této součásti, a tím vytvoření potřebné přitlačné síly. Druhým případem je utahování sestavy složené z jedné nebo několika součástí přímo v axiálním směru, kde tedy je osová síla šroubu přímo požadovanou přitlačnou silou.



Obr. 19 Schéma sestavy s utahováním v radiálním směru (vlevo) a v axiálním směru (vpravo)

Požadovaná přitlačná síla slouží k definici polohy součástí v sestavě a zároveň musí v některých případech umožnit například příčný posuv nebo možnost rotace komponent okolo osy při nepřekročení určitých maximálních odporů proti tomuto pohybu. Tato síla bývá tedy relativně malá, v řádu jednotek newtonů, potřebné utahovací momenty proto také nabývají nízkých hodnot. Navíc je třeba zajistit, aby nedošlo během utahování k neúměrnému překročení sil působících na citlivé součásti, které by jinak mohly být snadno poškozeny.

Specifické při utahování v optomechanických sestavách bývá dále také používání nemazaných závitů s malým stoupáním a s vysokou výrobní přesností. Absence maziva může mít za důsledek zvýšení rozptylu hodnot součinitele tření, vysoká výrobní přesnost by však měla být schopna tento nedostatek vykompenzovat. Malých stoupání závitu se pak využívá především kvůli úspoře místa v sestavě.

Toliko v krátkosti obecně k problematice – dále se práce zabývá již konkrétnější aplikací. Při sestavování požadavků návrhu klíče bylo rozhodnuto, že ten by se měl

zaměřit především (avšak ne výhradně) na druhý zmíněný případ dotahování, tedy na dotahování přímo v axiálním směru, a s tímto přímo souvisí i další součást řešení diplomové práce, kterou je vytvoření adaptéru pro utahování v dlouhém tubusu. Pro tento případ dotahování byly teoreticky stanoveny hodnoty utahovacího momentu a další parametry pro vzorový rozměr šroubového spojení a pro různé případy popsané níže, přičemž tyto hodnoty se dále staly hodnotami výchozími pro zvolení horní hranice možného rozsahu nastavení momentu klíče. Výpočty byly provedeny na základě vztahů definovaných v kapitole zabývající se šroubovým spojením (Kap. 1) a jsou k nalezení jako součást přílohy (Příloha B, Příloha C) – zde jdou zaneseny pouze vstupní parametry a výsledky.

Hlavními vstupními parametry byly požadovaná axiální přitlačná síla, rozměr závitu, materiál závitu a čelní dosedací plochy a v závislosti na nich součinitele tření, přičemž byly uvažovány dva případy použitých materiálů závitů – konkrétně jde o kontakt ocel-ocel nebo hliník-hliník, kterým každému náleží kontakt se skleněnou čelní dosedací plochou. Všechny tyto parametry byly pro účely teoretických výpočtů stanoveny zástupci společnosti Meopta, a jsou zaneseny v tabulce níže (Tab. 2).

Tab. 2 Vstupní parametry

Případ kontaktu	Ocel-Ocel	Hliník-Hliník
Přítlačná síla	$4N$	
Rozměr závitu	M25 x 0,5	
Stat. souč. tření v závitu	0,31	0,42
Dyn. souč. tření v závitu	0,23	0,34
Stat. souč. tření v čelní ploše	0,13	0,17
Dyn. souč. tření v čelní ploše	0,12	0,14

Výstupem těchto výpočtů jsou pro oba případy hodnoty, které popisují chování daného závitového spoje během procesu utahování při uvažování několika možných situací. **První hodnota** ukazuje utahovací moment při prostém utahování s uvažování dynamického součinitele tření. **Druhá hodnota** je minimální přitlačná síla, která může vzniknout při nerovnoměrném procesu utahování, tedy při procesu přerušovaném, kde je potřeba překonávat statické součinitele tření – pokud dojde k přerušení utahování pod touto hodnotou, nastavený moment klíče bude vyšší než moment potřebný k opětovnému uvedení šroubového spoje do pohybu a proces utahování může pokračovat, tedy může být za podmínky následné rovnoměrnosti procesu dosaženo právě požadované přitlačné síly; pokud naopak dojde k přerušení utahování nad touto hodnotou, nastavený moment klíče bude nižší než moment potřebný k opětovnému uvedení šroubového spoje do pohybu a nelze tedy v procesu utahování pokračovat (nabízené zvýšení nastaveného

momentu klíče v této fázi a následné pokračování v utahování může vést k nárůstu přítláčné síly se všemi důsledky). **Třetí hodnota** ukazuje minimální potřebný moment klíče pro případ, kdy bylo správně dosaženo požadované přítláčné síly, přenos momentu zde byl tedy přerušen a pro potřeby dalšího utahování (např. z důvodu zjištěné nedostatečnosti dané přítláčné síly) je třeba překonat statické součinitele tření. **Čtvrtá hodnota** je přítláčná síla, které může být dosaženo při nastavení momentu klíče na hodnotu předešlou – jde tedy o minimální vyšší hodnotu pro nastíněný případ, která je zaručená přerušením přenosu momentu. Všechny popsané hodnoty jsou zaneseny do následující tabulky (Tab. 3).

Tab. 3 Stanovené hodnoty (dle předešlého popisu)

Případ kontaktu	Ocel-Ocel	Hliník-Hliník
První hodnota	$1,9cNm$	$2,6cNm$
Druhá hodnota	$3,155N$	$3,257N$
Tření hodnota	$2,4cNm$	$3,2cNm$
Čtvrtá hodnota	$5,072N$	$4,912N$

Na poznatky vycházející z předešlých výpočtů je třeba brát zřetel při samotném utahování – především pak na možnost nedosažení požadované přítláčné síly při nerovnoměrném procesu utahování, a také na možný skokový nárůst přítláčné síly při následném utahování se zvýšením hodnoty momentu klíče. Stanovené hodnoty mají pro účely diplomové práce pouze orientační charakter, a proto byly také vypracovány pouze pro jeden rozměr závitů. Při následném stanovení horní hranice možného rozsahu nastavení momentu klíče, které bylo potřebné pro jeho konstrukci a hlavně pak pro návrh pružiny a pevnostní kontrolu některých částí, byly tyto hodnoty brány jako výchozí, avšak bylo uvažováno také s případem využití závitů větších rozměrů, které obecně vyžadují větší utahovací moment pro dosažení stejné axiální síly. Konkrétní zvolený rozsah klíče je popsán v následujících kapitolách.

Pro úplnost je ještě třeba dodat, že hodnota přítláčné síly, která byla pro účely výpočtu využita, byla ve společnosti Meopta stanovena jako vhodná pro požadovanou aplikaci na základě experimentálního měření. Z těchto měření vzešly také hodnoty utahovacích momentů odpovídajících této přítláčné síle, přičemž tyto byly dle dostupných informací blízké zde výpočtem stanoveným hodnotám.

5 Ideové návrhy momentového klíče a základ jejich výpočtů

Následující kapitola se již zabývá ideovým návrhem momentového klíče dle požadavků vycházejících z potřeb společnosti Meopta.

Zadáním bylo vytvořit dva ideové návrhy momentových klíčů, které zajistí úplné přerušení přenosu momentu, a které vycházejí z rozdílných principů konstrukce. Tento požadavek vychází ze snahy o co možná nevyšší míru eliminace možného poškození utahovaných součástí působením lidského faktoru. Jeden z těchto návrhů byl následně vybrán pro samotné konstrukční řešení. Krom předešlého byl také dán požadavek na možnost nastavení hodnoty momentu a s tím související rozsah tohoto nastavení. Spodní hranice byla po domluvě stanovena na $0,5cNm$ a hranice horní poté tak, aby byla co možná nejvyšší v návaznosti na možnosti konstrukce, s nejnižší hodnotou nejlépe dle výsledků výpočtem orientačně stanovených utahovacích momentů (viz předcházející kapitola).

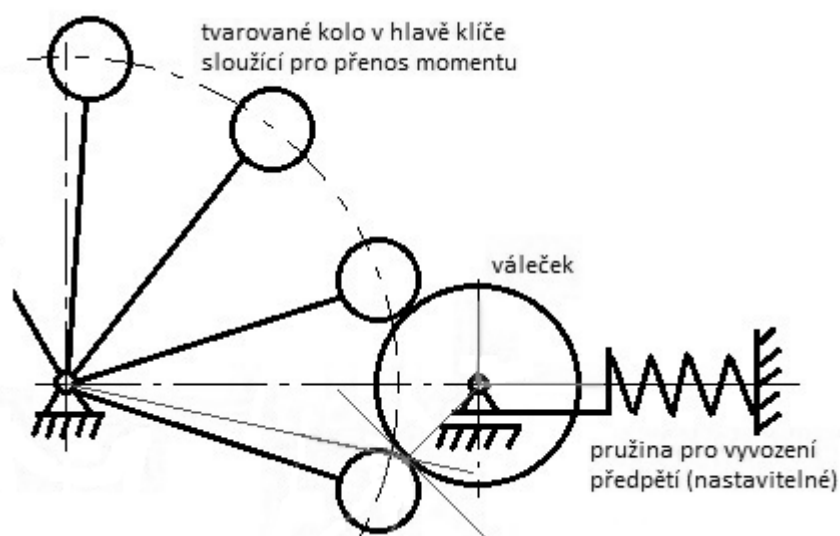
Ukázalo se, že z hlediska využitelných principů konstrukce je požadavek na úplné přerušení přenosu momentu nejvíce omezující, avšak bylo uvažováno nad několika různými návrhy a jejich modifikacemi, až byly nakonec vybrány následující – jeden na **principu prokluzovém**, který zajišťuje úplné přerušení přenosu momentu přímo, a druhý na **principu ohybovém**, který byl pro úplné přerušení přenosu momentu modifikován začleněním speciální spojky do jeho konstrukce. Oba návrhy jsou popsány dále v této kapitole včetně postupů pro návrh geometrie a stanovení působících sil.

Ačkoli oba vybrané návrhy pracují na mechanickém principu, bylo uvažováno i nad principy magnetickými. Použití permanentních magnetů však naráží na požadavek nastavitelné hodnoty přerušení přenosu momentu a vzniklý funkční návrh by vyžadoval více experimentální přístup. Řešením tohoto nedostatku by bylo z teoretického hlediska využití elektromagnetu. Nevýhodou je však potřeba přísunu elektrické energie.

Princip prokluzový

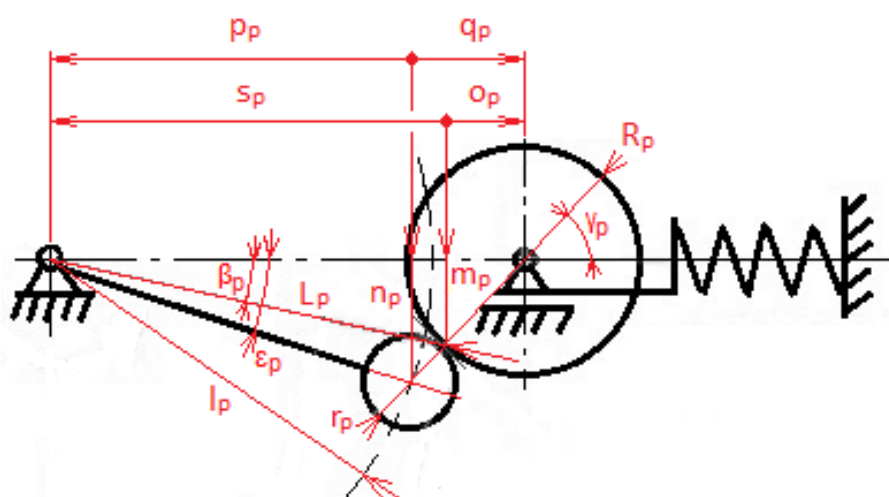
Prvním návrhem je koncept pracující na prokluzovém principu (Obr. 20). Takto ideově se skládá ze tří základních částí – tvarovaného kola, válečku a pružiny. Tvarované kolo je navrženo tak, aby v závislosti na jeho geometrii, tedy poloměru roztečné kružnice a počtu a poloměru hran, došlo společně s průměrem válečku k definování výchozího úhlu pro přenos momentu, a tedy pro návrh potřebné síly pružiny. Toto je blíže popsáno dále v této kapitole při řešení geometrie a rozložení sil. Váleček v tomto návrhu nahrazuje nejčastěji používanou kuličku, a to především z důvodu snahy o co nejvyšší snížení vlivu tření v tomto kritickém uzlu. Úvaha v této fázi návrhu je taková, že je potřeba využití válečku

uloženého do konstrukce tak, aby nedocházelo především ke smýkání. Vliv tření v tomto uzlu a konkrétní konstrukční opatření jsou pak řešeny v následujících kapitolách (Kap. 6.1, Kap. 6.2).



Obr. 20 Kinematika klíče prokluzového principu

Dále je zde řešena již zmíněná geometrie navrhovaného řešení klíče, která je stěžejní pro pozdější stanovení potřebných sil. Všechny důležité rozměry a úhly jsou zaznačeny na následujícím obrázku (Obr. 21). Tyto lze rozdělit na veličiny volené při návrhu – poloměr roztečné kružnice l_p , poloměr hran r_p , počet těchto hran x_p a poloměr válečku R_p – a veličiny, které je třeba dopočítat. Vzorce odvozené pro stanovení všech potřebných neznámých jsou zaznamenány dále pod obrázkem, vztahy (13) až (22).



Obr. 21 Geometrie klíče prokluzového principu

$$n_p = l_p \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{x_p}\right) \quad (13)$$

$$\gamma_p = \arcsin\left(\frac{n_p}{R_p + r_p}\right) \quad (14)$$

$$m_p = \sin(\gamma_p) \cdot R_p \quad (15)$$

$$o_p = \cos(\gamma_p) \cdot R_p \quad (16)$$

$$p_p = \sqrt{l_p^2 - n_p^2} \quad (17)$$

$$q_p = \cos(\gamma_p) \cdot (R_p + r_p) \quad (18)$$

$$s_p = p_p + q_p - o_p \quad (19)$$

$$L_p = \sqrt{s_p^2 + m_p^2} \quad (20)$$

$$\beta_p = \arcsin\left(\frac{m_p}{L_p}\right) \quad (21)$$

$$\varepsilon_p = \arcsin\left(\frac{n_p}{l_p}\right) \quad (22)$$

Kde:

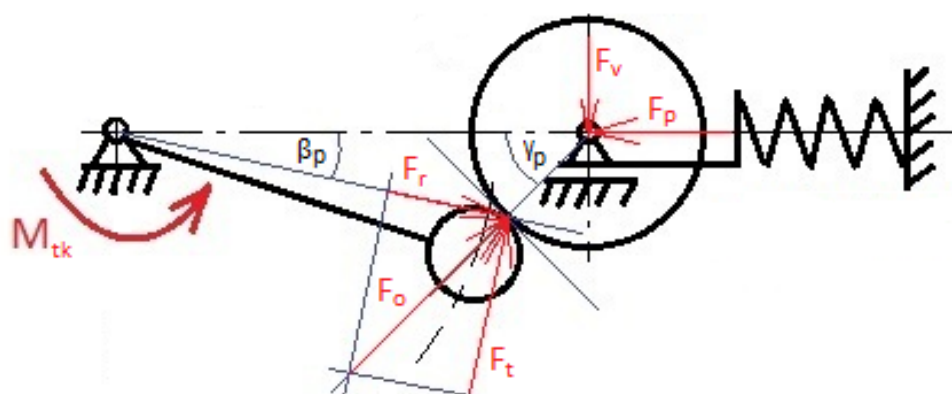
l_p, R_p, r_p [m] ...volené délkové míry dle obrázku (Obr. 21)

x_p [–] ...volený počet hran tvarovaného kola

$n_p, m_p, o_p, p_p, q_p, s_p, L_p$ [m] ...dopočtené délkové míry dle obrázku (Obr. 21)

$\gamma_p, \beta_p, \varepsilon_p$ [°] ...dopočtené úhlové míry dle obrázku (Obr. 21)

Nakonec je v rámci návrhu představen postup stanovení jednotlivých sil. Rozložení sil je znázorněno na obrázku níže (Obr. 22) a je v rámci mechanismu vztaženo k válečku. Odvození je zde provedeno bez uvažování tření, což je dále řešeno v kapitole zabývající se přesností (Kap. 6.2). Jednotlivé vztahy jsou zaznamenány níže, vztahy (23) až (27).



Obr. 22 Rozložení sil pro klíč prokluzového principu

$$F_t = \frac{M_{tk}}{L_p} \quad (23)$$

$$F_o = \frac{F_t}{\sin(\gamma_p + \beta_p)} \quad (24)$$

$$F_r = F_o \cdot \cos(\gamma_p + \beta_p) \quad (25)$$

$$F_p = F_o \cdot \cos(\gamma_p) \quad (26)$$

$$F_v = F_o \cdot \sin(\gamma_p) \quad (27)$$

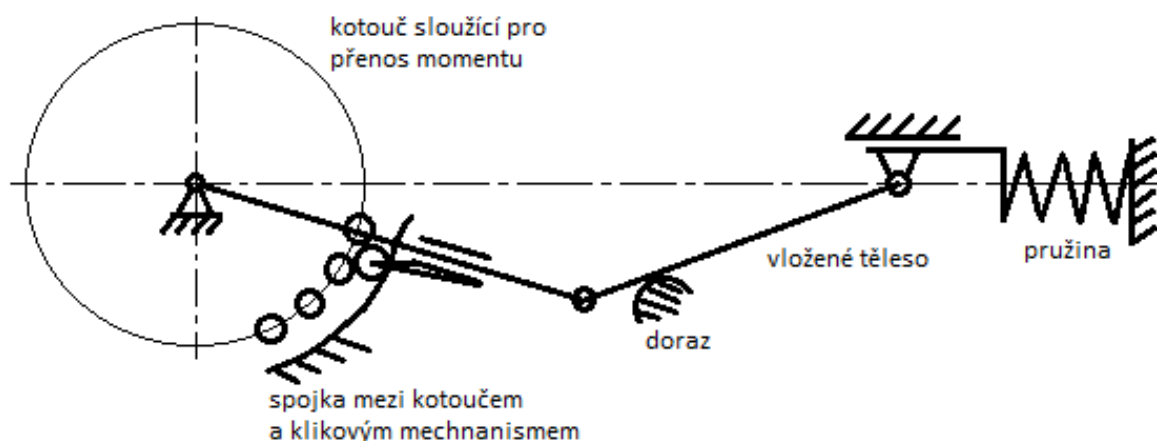
Kde:

F_t, F_o, F_r, F_p, F_v ...dopočtené síly v mechanismu dle (Obr. 22, pro ohybový Obr. 25)

Jako výhoda tohoto návrhu může být brána jednoduchost celé koncepce a malý počet částí. Je také již z principu možné, aby klíč fungoval v obou směrech utahování bez jakéhokoli přepínání či přestavění. Nevýhodou může být vyšší požadavek na přesnost výroby jednotlivých dílů, především pak tvarovaného kola (viz Kap. 6.2).

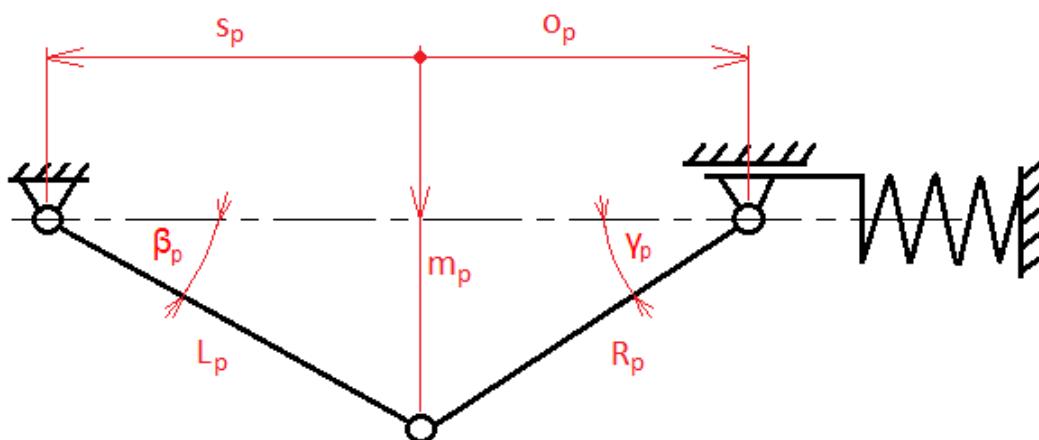
Princip ohybový

Návrhem druhým je koncept pracující na principu ohybovém (Obr. 23). V této modifikaci je založen na principu klikového mechanismu, ke kterému je přiřazena speciální spojka, která, jak již bylo naznačeno, zajišťuje úplné přerušení přenosu momentu. Z důvodu rozsáhlé modifikace této koncepce je třeba vysvětlit fungování, které nemusí být z obrázku přímo zřejmé. Kotouč, který slouží k přenosu momentu, má po obvodu připevněny volně otočné válečky, které jsou jednou polovinou spojky. Druhou polovinu spojky tvoří volně otočný váleček, připevněný posuvně ke klice nezávisle uloženého klikového mechanismu, a který je uložen ve speciálně tvarované drážce. Výchozí polohu zajišťuje doraz. Když dojde k dosažení daného momentu, klikový mechanismus s kotoučem se dají do pohybu, dochází k postupnému narovnávání mechanismu a váleček na klice se odvaluje v drážce, jejíž tvarování umožní při dosažení určitého úhlu vytlačení válečku ze záběru mezi válečky kotouče, dojde tedy k rozpojení spojky a k prokluzu klíče. Navržený spojkový mechanismus je výsledkem úvah, kterak modifikovat ohybový princip pro úplné přerušení přenosu momentu a zároveň jak nezavést do celého mechanismu příliš velké odpory.



Obr. 23 Kinematika klíče ohybového principu

Následuje, stejně jako u předchozího návrhu, řešení geometrie mechanismu. V tomto případě je toto o poznání jednodušší, než u navrhovaného principu prokluzového, avšak kinematicky jsou si oba návrhy velmi blízké, proto jsou některé veličiny zde označeny stejně jako v případě předešlém. Výsledkem podobnosti je i to, že stanovení jednotlivých sil lze provést podle stejných vztahů, které u tohoto návrhu tedy již uvedeny nejsou (vztahy (23) až (27)). Důležité rozměry a úhly jsou zaznačeny v obrázku pod odstavcem (Obr. 24), rozložení sil lze pak vidět na obrázku níže (Obr. 25). I zde lze veličiny týkající se geometrie rozdělit na ty volené při návrhu – tentokrát jde o poloměry ramen L_p a R_p , a o výchozí úhel pro přenos momentu γ_p – a na veličiny, které je třeba dopočítat. Vzorce odvozené pro stanovení všech potřebných neznámých, jsou zaznamenány dále pod obrázkem, vztahy (28) až (31). Vztahy pro geometrii spojkového mechanismu v rámci tohoto základního návrhu nebyly přímo řešeny, jejich potřeba se vztahuje až k samotné případné konstrukci, na kterou musí také do jisté míry reagovat, a také ke stanovení odporů v mechanismu, jejichž vliv také nebyl v základním návrhu uvažován.



Obr. 24 Geometrie klíče ohybového principu

$$o_p = R_p \cdot \cos(\gamma_p) \quad (28)$$

$$m_p = R_p \cdot \sin(\gamma_p) \quad (29)$$

$$\beta_p = \arcsin\left(\frac{m_p}{L_p}\right) \quad (30)$$

$$s_p = L_p \cdot \cos(\beta_p) \quad (31)$$

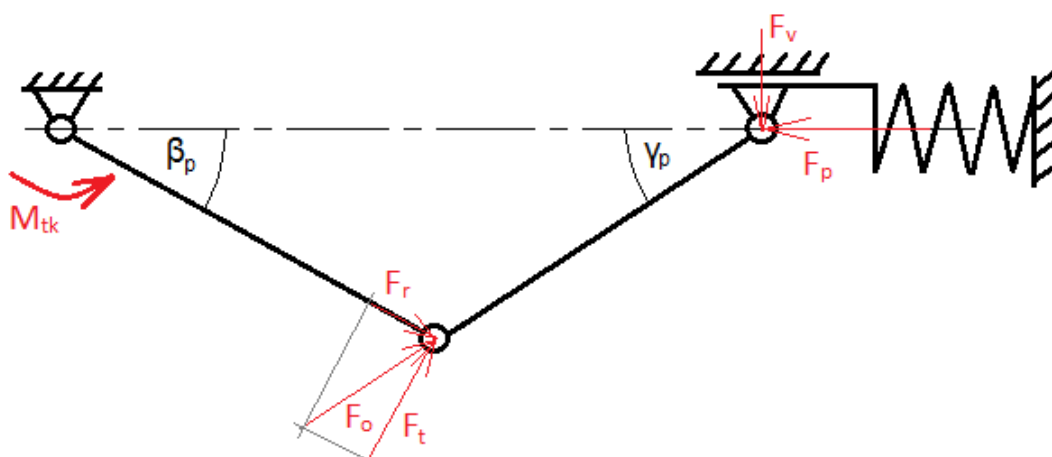
Kde:

R_p, L_p [m] ...volené délkové míry dle obrázku (Obr. 24)

γ_p [°] ...volená úhlová míra dle obrázku (Obr. 24)

o_p, m_p, s_p [m] ...dopočtené délkové míry dle obrázku (Obr. 24)

β_p [°] ...dopočtená úhlová míra dle obrázku (Obr. 24)

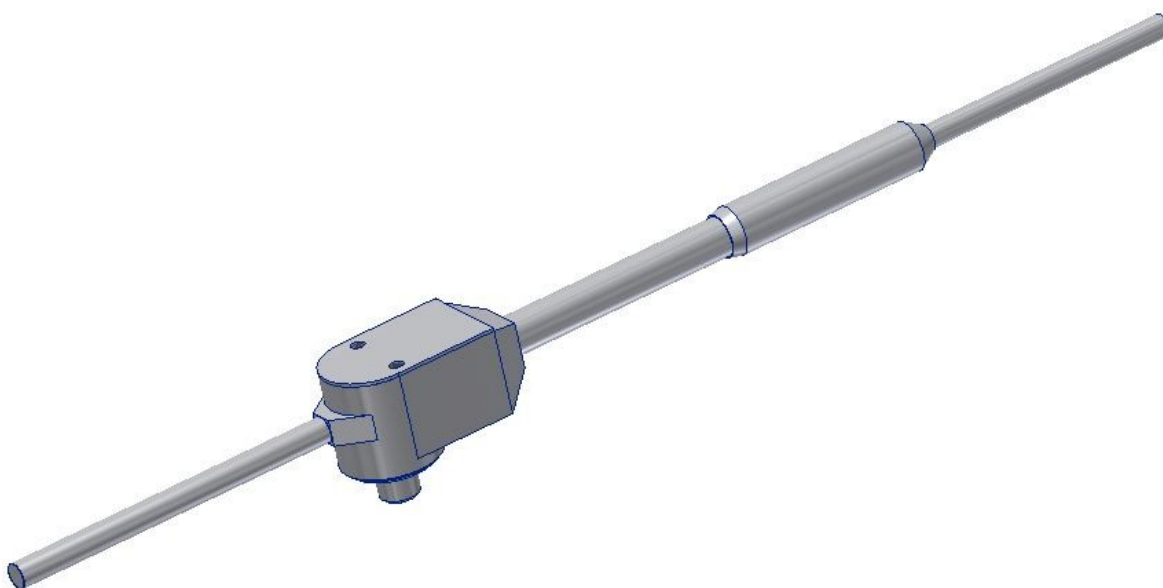


Obr. 25 Rozložení sil pro klíč ohybového principu

Výhodou tohoto řešení je možnost nastavení výchozího úhlu pro přenos momentu za pomoci stavitelného dorazu. Díky tomu lze při sestavování v jistém rozsahu eliminovat např. vliv přesnosti výroby apod., a tato vlastnost by byla užitečná při sériové výrobě klíče. Nevýhodou je pak značná složitost celé konstrukce se spojkou, a také skutečnost, že tento koncept pravděpodobně povede k větším finálním rozměrům hlavy klíče.

6 Konstrukční řešení vybraného návrhu momentového klíče

Pro zpracování konstrukčního řešení byl vybrán návrh momentového klíče na principu prokluzovém (viz Kap. 5), a to především z důvodu vyšší jednoduchosti konstrukce a v konečném důsledku velice pravděpodobně i menších rozměrů. V této kapitole je popsán postup návrhu včetně výpočtů, a také výsledná konstrukce (Obr. 26). Jsou zde dále uvedeny a popsány úvahy týkající se přesnosti klíče, které byly důležitým tématem pro tvorbu mnoha stěžejních komponent návrhu.



Obr. 26 *Navržený momentový klíč*

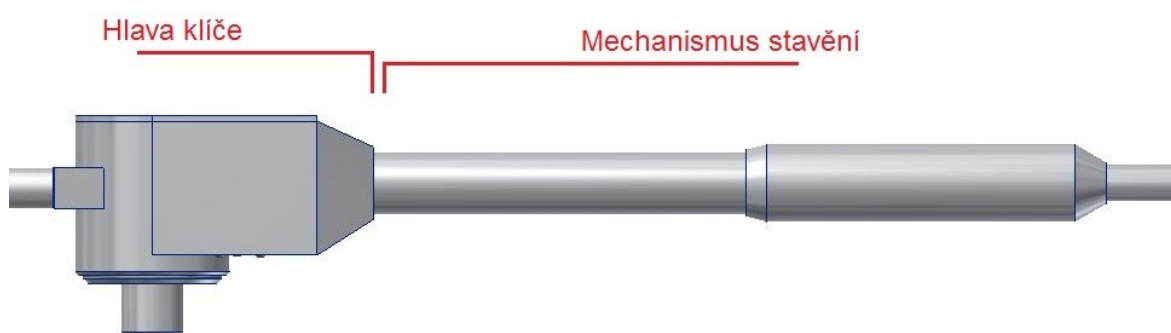
Hodnoty konečného rozsahu klíče, tedy minimální a maximální moment, při kterém mechanismus zajistí přerušení přenosu momentu, byly zvoleny v rozmezí 0,5 až 5 cNm. Postup volby toho rozsahu naznačuje v úvodu již předcházející kapitola (Kap. 5) a volbu maximální hodnoty rozsahu pak osvětluje také například kapitola níže, týkající se výpočtů a návrhu pružiny (Kap. 6.3).

Jednou ze základních idejí konstrukce momentového klíče byla snaha o dosažení kompromisu mezi co možná nevyšší mírou omezení vlivů na jeho přesnost a jednoduchostí konstrukce, společně s možnostmi výroby. Navržená konstrukce, její součásti a celky, stejně tak jako výkresová dokumentace včetně rozměrových a geometrických tolerancí, byly zpracovávány v koordinaci s pracovníky konstrukce a technologie společnosti Meopta.

6.1 Popis navrženého řešení

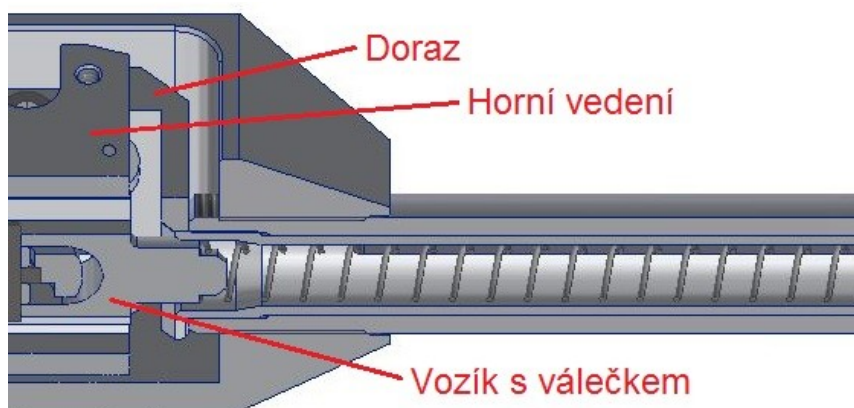
Hned jako první část rozsáhlé kapitoly, týkající se samotného konstrukčního řešení momentového klíče, je vhodné zařadit právě popis výsledného návrhu a jeho nejdůležitějších částí, včetně funkce, zvolených řešení apod.

Navržený momentový klíč lze rozdělit do dvou základních samostatných celků (Obr. 27) – konkrétně jde o **hlavu klíče**, obsahující mechanismus pro zajištění přerušení přenosu momentu, a o **mechanismu stavění**, sloužícího k nastavení hodnoty momentu a také jako primární rukojeť. Tyto jsou dále popsány oddělně, s výjimkou jejich vzájemného spojení.



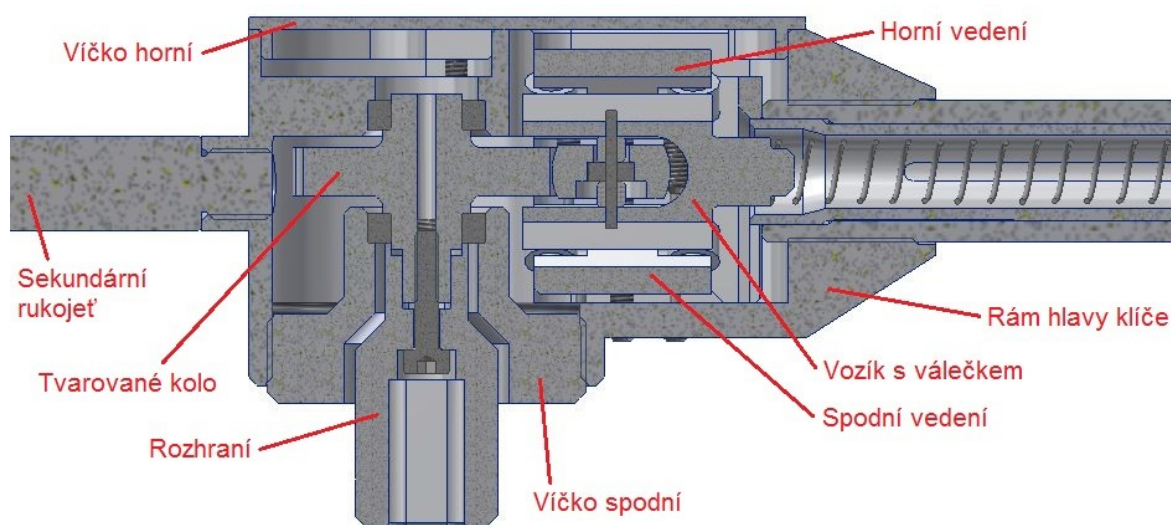
Obr. 27 Rozdělení samostatných celků navrženého klíče

Vzájemné spojení hlavy klíče a mechanismu stavění, jak jde vidět na obrázku níže (Obr. 28), je zajištěno šroubovým spojem. Vzdálenost zašroubování je definována za pomoci součásti sloužící jako doraz, přičemž ta je právě tímto přitlačením mechanismem stavění upnuta na místo, a vytváří z druhé strany také případný bezpečnostní doraz proti vyběhnutí vozíku s válečkem. Toto řešení vzniklo jako jednoduchý kompromis pro zajištění potřebných geometrií, přičemž sekundárním důsledkem bylo také jisté zvýšení tuhosti konstrukce v inkriminovaných místech.



Obr. 28 Spojení samostatných celků klíče

Hlava klíče v zásadě sestává z rámu, víček, tvarovaného kola, vozíku s válečkem, horního a spodního vedení s kolečky, a z rozhraní (Obr. 29). Všechny tyto součásti jsou sestaveny do jednoho celku dle popisů dále.

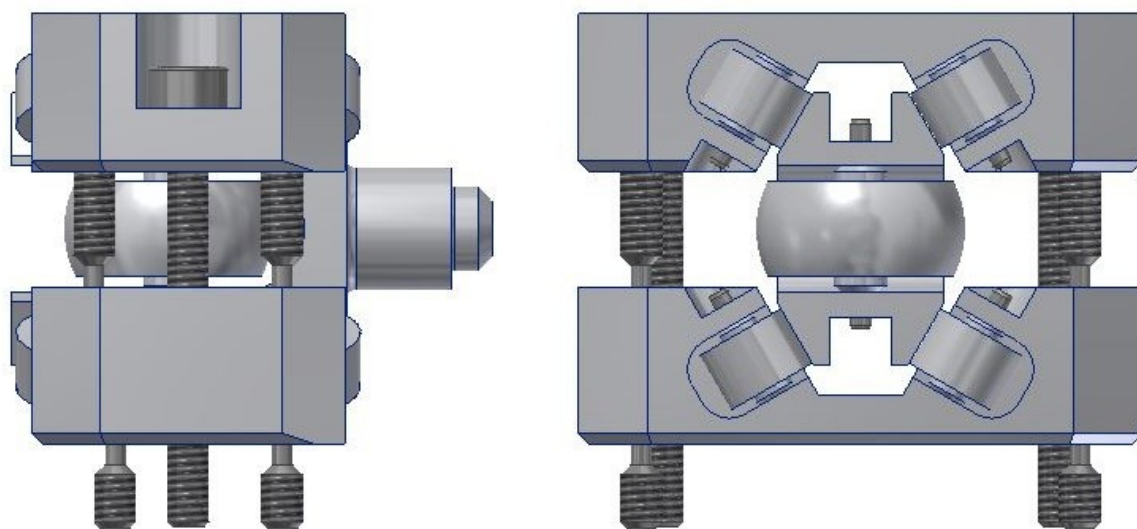


Obr. 29 Řez hlavou klíče

Rám hlavy klíče slouží jako základní těleso a jsou k němu připevněny a vůči němu ustaveny jednotlivé součásti. Tvarované kolo, které společně s válečkem definuje geometrii pro přenos síly, je uloženo ve dvou ložiscích NSK MR106 [10] a vymezení tohoto uložení je provedeno za pomoci spodního víčka, přičemž správná definice polohy, která je potřebná pro zamezení vzniku vůlí nebo předpětí v uložení, je zajištěna závitovým spojením mezi spodním víčkem a rámem hlavy. Rám hlavy je shora uzavřen přišroubovaným horním víčkem – jde především o ochranu mechanismu uvnitř hlavy před znečištěním apod.

V přímém kontaktu s tvarovaným kolem je vozík s válečkem, sloužící pro přenos síly mezi tvarovaným kolem a pružinou, který je pohyblivě uložen mezi horním a spodním vedením s kolečky (Obr. 30). Aby nedošlo ani zde k vytvoření vůlí nebo předpětí, které by zde mohly mít významný vliv na přesnost klíče, jsou vedení ustavena vůči sobě za pomoci šroubů. V horním vedení jsou umístěny čtyři stavěcí šrouby, díky kterým lze definovat vzdálenost mezi oběma vedeními. Dále jsou skrze obě vedení vytvořeny průchozí díry, skrze které jsou vedeny upínací šrouby přitažené přímo k rámu klíče. Tyto šrouby aretují nastavenou polohu obou vedení a zároveň je pevně přichycují k rámu hlavy. Pro možnost lepšího a výrobně jednoduššího definování polohy válečku v sestavě lze definovat polohu i spodního vedení vůči rámu, a to také za pomoci čtyř stavěcích šroubů, tentokrát však umístěných v rámu hlavy. Je potřeba dodat poznámku, že právě čtyř stavěcích šroubů bylo použito z důvodu prostorového uspořádání, avšak toto řešení vede k přeurení v procesu nastavení potřebné vzdálenosti – tuto skutečnost je nutné mít během

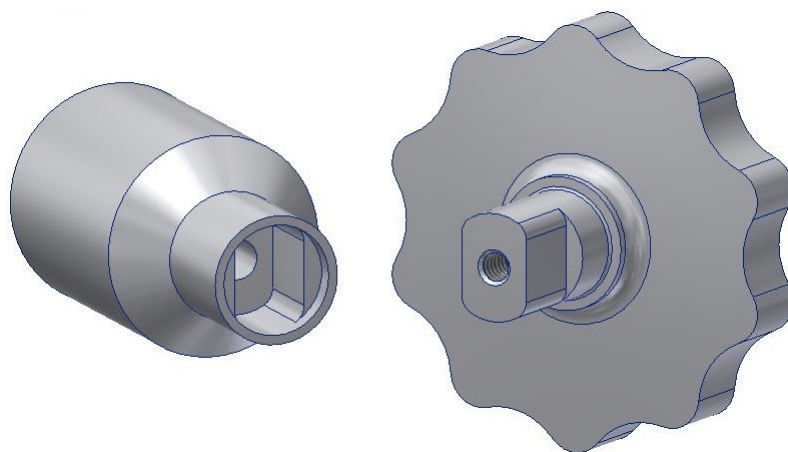
sestavování na paměti a postupovat tak, aby nedošlo k usazení vedení pouze na třech vzpěrách, a aby v důsledku toho nemohlo dojít ke změně nastavené vzdálenosti během aretace upínacími šrouby.



Obr. 30 Uložení vozíku s válečkem mezi vedeními (bez rámu hlavy klíče)

Uložení válečku do podsestavy s vozíkem, a také uložení koleček do podsestav s vedeními, jsou z důvodu co možná nejvyšší míry eliminace vlivu tření v mechanismu zajištěna tak, že do otvoru s osazením ve válečku, resp. v kolečku, je vsazeno a lepením zajištěno ložisko, pro váleček ložisko NSK MR691 a pro kolečka pak NSK MR31 [10], a takto spojené jsou do příslušné podsestavy včleněny za pomoci válcových kolíků, které jsou taktéž zajištěny lepením. Správná poloha v podsestavě je definována za pomoci distančních podložek umístěných na čepy. Tvar válečku byl vytvořen tak, aby díky zaoblenému tvaru umožnil do jisté míry eliminaci vlivu nepřesnosti výroby a sestavení součástí. Dále je váleček také připraven tak, aby bylo případně možno do sestavy zařadit kroužek zajištění (Příloha H, výkres MKK16 – KROUŽEK ZAJIŠTĚNÍ 01), který může pomoci zajistit ložisko válečku na určeném místě, přičemž tento kroužek by byl také zajištěn lepením.

Rozhraní je poslední významnou komponentou hlavy klíče, a slouží k připojení bitů či jiných adaptérů ke klíči. Bylo navrženo jako vnitřní upínací čtyřhran o jmenovitém rozměru 6,35mm, a to především pro jednoduchost a univerzálnost takového řešení. Na trhu existuje množství vhodných adaptérů (či redukcí) umožňujících připojování k tomuto typu rozhraní. Rozhraní je spojeno s tvarovaným kolem tak, že přenos momentu zabezpečuje lícované tvarování konců obou součástí (Obr. 31) a zajištění proti rozpojení je provedeno šroubem.

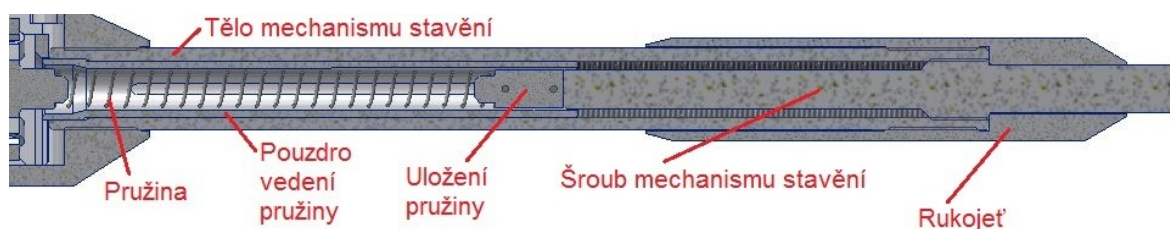


Obr. 31 Tvarování konců rozhraní a tvarovaného kola

Do rámu hlavy klíče může být našroubována také sekundární rukojeť, která slouží k případné možnosti přesnější manipulace s klíčem. Pokud tato není do sestavy zařazena, je nahrazena víčkem sekundární rukojeti (Příloha H, výkres MKK08 – VIČKO SEKUND. RUK.).

Mechanismus stavění, jako druhý samostatný konstrukční celek, byl navržen primárně se snahou o co nejjednodušší řešení z hlediska počtu dílů, jejich konstrukce, výrobitelnosti a funkce. Jako taková není koncepce této podsestavy významná z hlediska funkčnosti celého klíče a může být v případě zájmu jednoduše zaměněna za koncepci jinou.

Funkce nastavení hodnoty momentu souvisí se samotným uložením, a také vedením pružiny. Přestože základním účelem rukojeti jakéhokoli klíče je vytvoření páky pro vyvození momentu, u momentových klíčů je často využita právě k uložení pružiny pro vyvození síly v mechanismu. Navrhovaný mechanismus, který je k vidění na obrázku níže (Obr. 32), se skládá z těla mechanismu stavění, pouzdra vedení pružiny, uložení pružiny, šroubu mechanismu stavění a rukojeti, které jsou popsány dále.



Obr. 32 Řez mechanismem stavění

Tělo mechanismu slouží jako jakási kostra, která spojuje ostatní komponenty. Slouží také k připojení mechanismu stavění k hlavě klíče, jak bylo popsáno výše, a samozřejmě k přenosu síly, vyvozující moment na klíči při procesu utahování.

Pouzdro vedení pružiny je součástí, která upravuje vnitřní průměr v mechanismu tak, aby vyhovoval požadavkům na schopnost vnějšího vedení pro navrženou pružinu, která se zde po sestavení nachází. Jeho dalším úkolem je vedení součásti pojmenované „uložení pružiny“ za pomoci dvou protilehlých drážek po délce pouzdra. Pouzdro vedení pružiny je do těla mechanismu zajištěno lepením.

Uložení pružiny, které bylo zmíněno již v předešlém odstavci, bylo vytvořeno tak, aby na jeho čele došlo k ustavení jednoho konce pružiny, a zároveň, aby na tuto nebylo přenášeno kroucení způsobené otáčením šroubu mechanismu stavění během nastavování požadované hodnoty momentu, které by mohlo ovlivnit sílu v pružině, a tedy i přesnost klíče. Zajištění proti otáčení bylo provedeno za pomoci dvou válcových kolíků, které jsou lepením zajištěny do otvorů průchozích skrz těleso uložení pružiny, přičemž tyto kolíky jsou vedeny ve výše popsanych podélných drážkách pouzdra vedení pružiny.

Šroub mechanismu stavění slouží k nastavení požadovaného stlačení pružiny v navrženém rozsahu, a tedy k nastavení požadované hodnoty momentu klíče. Jeden jeho konec tlačí na uložení pružiny, druhý vystupuje ven, kde je s ním otáčeno a kde je také zakreslena stupnice nastavení momentu. Poslední komponentou podsestavy mechanismu stavění je součást označená jako rukojeť, přičemž tato slouží primárně jako doraz proti vyšroubování šroubu mechanismu z jeho těla, sekundárně pak, jak název napovídá, jako místo pro držení klíče při manipulaci s ním.

V tomto bodě je třeba dodat, že pro potřeby zajištění všech válcových součástí, jak bylo zmíněno v rámci popisů výše, bylo za pomoci zdroje [11] zvoleno lepidlo LOCTITE 601 a jeho technický list je součástí zvláštní přílohy, avšak toto vybrané lepidlo je zcela zaměnitelné za jiný typ vyhovující požadavkům. Dále také veškerá šroubová spojení je doporučeno zajistit lepidlem k tomuto účelu určeným. Taktéž ze zdroje [11] bylo nalezeno vhodné lepidlo LOCTITE 2400 a jeho technický list je taktéž součástí zvláštní přílohy. Vybrané lepidlo je samozřejmě, stejně jako v případě lepidla pro zajištění válcových součástí, zcela zaměnitelné za jiný typ vyhovující požadavkům.

Všechny použité válcové kolíky i šrouby byly vybrány jako normalizované, a jsou běžně dostupné na trhu – například z internetových stránek pod zdrojem [14].

Na konec podkapitoly ještě v krátkosti o materiálech použitých pro konstrukci klíče. Pro veškeré vyráběné komponenty byla zvolena slitina hliníku, konkrétně materiál EN AW-6061-T651, který je ve společnosti Meopta nejčastěji používán, v kombinaci s vhodnou povrchovou úpravou (viz výkresová dokumentace). Ke slitině hliníku bylo přistoupeno z důvodu snížení hmotnosti klíče. Z hlediska meze kluzu je dle zdroje [17] tento materiál zcela zaměnitelný za nerezavějící ocel 1.4301.

6.2 Vlivy na přesnost a opakovatelnost, navržená řešení a doporučení

Během zpracování návrhu a konstrukčního řešení momentového klíče byly detekovány následující vlivy, které mohou mít větší či menší vliv na konečnou přesnost a opakovatelnost:

- Tření v mechanismu
- Hmotnost některých částí konstrukce
- Nelinearita (nepřesnost) pružiny
- Přesnost výroby a tuhost konstrukce

Tyto vlivy bylo potřeba analyzovat a navrhnout vhodná řešení či doporučení k jejich snížení nebo úplnému odstranění. Pokud to bylo možné, byla navržena řešení konstrukční, která však ve většině případů vedla k vyšší složitosti konstrukce a tedy i vyšší výrobní náročnosti. V případě, že eliminace vlivů úpravou konstrukce nebyla možná, nebo by byla příliš náročná, byla vypracována vhodná doporučení pro užívání momentového klíče.

Vliv tření v mechanismu

Vliv tření může hrát zásadní roli v přesnosti navrhovaného klíče. Nejde zde pouze o zastoupení složky tření v rámci působících sil, ale především o jeho nestálost způsobenou rozptylem hodnot součinitele tření. Kombinací obou lze pak dojít k závěru, že čím větší bude tření, tím větší ovlivnění také způsobí jeho nestálost.

Momentové klíče prokluzové konstrukce mívají kuličku, či jako zde váleček, uloženy tak, že dochází k jejich smýkání v těle klíče, kde navíc mohou nastávat různé mezní stavy. Takové klíče jsou navrhovány pravděpodobně na základě dlouholeté zkušenosti firem. V tomto případě bylo po uvážení rozhodnuto, že pro absenci těchto zkušeností je nejlepší možností snaha o co možná největší snížení veškerého tření v mechanismu tak, aby výsledné ovlivnění bylo minimální. S tímto bylo částečně uvažováno již při koncepčním návrhu a konkrétně se tato snaha týká tří základních uzlů konstrukce – otočného uložení tvarovaného kola; otočného uložení válečku do podsestavy s díly sloužícími k jeho uložení ve vedení a k přenosu sil na konstrukci klíče a pružinu; posuvného vedení podsestavy válečku.

Co se týče otočných uložení, nabízely se dvě možnosti, a to uložení v kluzném ložisku nebo ve valivém ložisku. Jejich vliv lze vyjádřit stejným vztahem vyjadřujícím třecí moment ložiska (32), který je běžně používán pro ložiska kluzná a pro ložiska valivá je v různých nezávislých zdrojích uváděn jako použitelný pro odhad tohoto momentu v kombinaci s

odpovídajícími součiniteli tření. Hodnoty tohoto součinitele tření se pro kuličková ložiska pohybují okolo 0,0015, což je obecně hodnota o několik řádů menší než u součinitelů tření pro ložiska kluzná, kde je používán běžný součinitel smykového tření [18]. Jelikož jde však v případě valivého ložiska o vztah pro třecí moment v ustáleném chodu, je třeba ve skutečnosti počítat s vyšší hodnotou, avšak nepředpokládá se, že by vzrostla více než na dvojnásobek. Z tohoto důvodu je vhodné využití kuličkových ložisek, které s sebou však nese potřebu složitější konstrukce. Miniaturní kuličková ložiska jsou k výběru v katalogu firmy NSK [10].

$$M_{TL} = 0,5 \cdot \mu_L \cdot P_L \cdot d_L \quad (32)$$

Dle zdroje [18], kde:

M_{TL} [Nm] ...třecí moment v ložisku

μ_L [–] ...součinitel tření ložiska (pro kluzná jde o součinitel smykového tření)

P_L [N] ...ekvivalentní zatížení ložiska

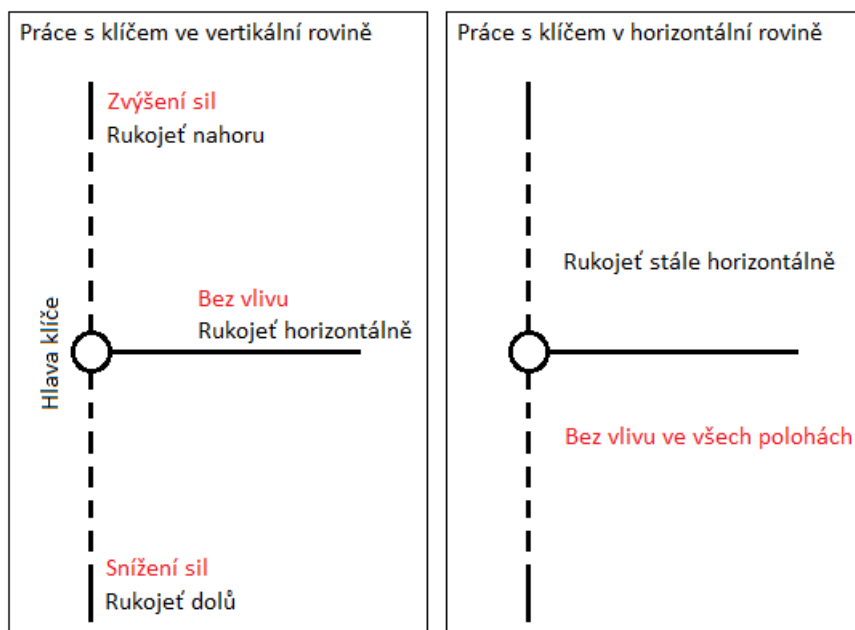
d_L [m] ...vnitřní průměr ložiska

Pokud jde o posuvné vedení podsestavy válečku, zde se nabízí možností více. Po vynechání vedení kluzného (smykáním), které bylo již odmítnuto pro výše uvedené důvody, zde existuje např. možnost vedení kladkami nebo vedení po odvalujících se tělesech. Poslední zmíněná možnost by pravděpodobně vedla ke značné složitosti konstrukce. Kladka pak řeší stejný problém jako uložení otočná, tedy využití buďto kluzného nebo valivého ložiska, přičemž stejně jako v předešlém případě je vhodnější využití ložisek kuličkových.

Je zřejmé, že velikost složek tření v rámci působících sil bude z důvodu nízkého součinitele tření při použití kuličkových ložisek minimální. Navíc, jelikož můžeme provést pouze odhad třecího momentu, zjištěné hodnoty nebudou příliš přesné, a to i např. vlivem neznámých přídavných sil, vzniklých možným předpětím v mechanismu či hmotnosti některých částí konstrukce, které jsou popsány níže. Z popsanych důvodů je při doporučené konfiguraci mechanismu vhodné a zcela dostačující provést výpočet působících sil (Kap. 6.3) bez uvažování tření. Bylo také rozhodnuto, že k tvorbě stupnice stavěcího mechanismu dojde až po kompletaci klíče, za pomoci zařízení pro měření momentu, čímž bude i zbývající vliv malé složky tření způsobující v konečném důsledku snížení potřebné síly od pružiny dále omezen. Jak se lze dočíst dále, tento postup je vhodný i pro odstranění zbytků dalších vlivů na přesnost klíče.

Vliv hmotnosti některých částí konstrukce

Přímý vliv hmotnosti některých částí konstrukce může mít významný dopad především při využívání klíče v oblasti nejnižších momentů. Kritickou částí konstrukce je z toho pohledu podsestava válečku s díly sloužícími k jeho uložení ve vedení a k přenosu sil na konstrukci klíče a pružinu. Celý problém spočívá ve faktu, že působení hmotnosti této „volně“ vložené podsestavy na pružinu je v různých polohách klíče různé, a může tedy v jedné poloze snižovat sílu v sestavě a tím snižovat přenositelný moment, v jiné poloze zase analogicky sílu v sestavě a přenositelný moment zvyšovat či nepůsobit vůbec (Obr. 33).



Obr. 33 Vliv polohy klíče na síly v sestavě

Tento vliv lze omezit v zásadě dvěma způsoby, nejlépe pak jejich kombinací. Prvním je snaha o zajištění co nejnižší hmotnosti kritických částí. Tento přístup byl při konstrukci klíče aplikován a konečná hmotnost zmíněné podsestavy činí přibližně $3g$, přičemž jednoduchým výpočtem lze dojít k tomu, že tato při nastavení síly pružiny pro nejnižší moment rozsahu klíče odpovídá ovlivnění přesnosti zhruba $\pm 5\%$, při nejvyšším momentu rozsahu pak již pouze zhruba $\pm 0,5\%$. Na tyto hodnoty, a primárně na oblasti nízkých momentů v rámci rozsahu nastavení klíče, navazuje druhý způsob omezení či možné eliminace vlivu hmotnosti a také z toho vyplývající doporučení pro práci s nástrojem. Pokud bude klíč při práci v poloze takové, aby se otáčel celý v horizontální rovině, bude zcela odstraněn přímý vliv hmotnosti v rozsahu celé otáčky klíče. V této poloze se doporučuje provádět tvorbu stupnice, a především při nízkých hodnotách momentu i utahování.

Pro úplnost je potřeba dodat, že krom přímého vlivu působí také vliv nepřímý – jde o vliv tření vázaného na hmotnosti částí konstrukce. Tento problém je však ve světle předešlých odstavců, zabývajících se právě vlivem tření, a také při uvažování relativně nízkých hmotností, které mohou tření ovlivňovat, již dostatečně popsán.

Vliv nelinearity pružiny

Vliv nelinearity pružiny, jak označení napovídá, spočívá v nepřesnosti hodnoty tuhosti pružiny a její nestálosti při různých stlačeních. Jak vyplývá z údajů vycházejících z výpočtu konkrétní pružiny dále (viz Kap. 6.3 a Příloha E), tento vliv má největší procentuální dopad při nižších stlačeních. Jako řešení vedoucí k eliminaci tohoto vlivu se nabízí tvorba stupnice až po kompletaci klíče, se kterou je počítáno, a která je nastíněna již výše v řešení vlivu tření. K úplnému odstranění tohoto vlivu však dojde pouze za předpokladu, že nepřesnosti hodnoty tuhosti jsou v závislosti na stlačení stálé.

V souvislosti s tímto problémem může mít vliv na přesnost také relaxace pružiny, což je snížení síly v zatížené pružině v závislosti na čase. Tato je pro konkrétní dále navrženou pružinu ukázána v související zvláštní příloze s jejími diagramy. Doporučení k omezení tohoto vlivu je, i přes jeho vcelku nízké hodnoty, aby při nepoužívání klíče byl mechanismus stavění vždy vyšroubován až do krajní polohy na straně nejnižší hodnoty rozsahu momentu, aby pružina nezůstávala v zatíženém stavu po dobu delší, než je z hlediska používání nutné.

Vliv přesnosti výroby a tuhosti konstrukce

Vliv přesnosti výroby a tuhosti konstrukce je problém spočívající v tom, že jakákoli změna v uvažované důležité geometrii mechanismu způsobí také změnu působících sil. Tento efekt se zvětšuje v závislosti na zmenšování rozměrů celé konstrukce a v případě navrhovaného klíče tedy může hrát nezanedbatelnou roli. Přesnost výroby je závislá především na technologických možnostech, a to i v souvislosti s vhodně zvolenou podobou jednotlivých součástí. Nepřesnosti mohou vést k rozdílné, a v některých případech i nestálé (např. v případě tvarovaného kola) geometrii, a to se všemi důsledky vycházejícími z porovnání s vypočtenými teoretickými hodnotami. Dále mohou vést také ke vzniku vůlí a případnému „hrkání“ v mechanismu, či naopak k nežádoucímu předpětí v mechanismu a možnému zvýšení vlivu tření nebo riziku úplného zablokování mechanismu (např. ve vedení válečku). Řešením je vhodně vytvořená konstrukce a vysoká přesnost výroby. V případech, kde existuje obava z nedostatečnosti v přesnosti výroby, je potřeba umožnit definování ideálního rozměru při sestavování klíče (např. u zmíněných vedení válečku). Důležitý je také návrh součástí tak, aby byla zabezpečena dostatečná tuhost celé sestavy mechanismu, což může v některých případech vést ke

kolizi s požadavkem na nízkou hmotnost (např. u podsestavy válečku). I přes zavedení popsaných opatření však dojde pouze ke snížení těchto vlivů. K eliminaci tohoto vlivu poslouží opět tvorba stupnice až po kompletaci klíče, se kterou je počítáno.

Samozřejmě existují i další vlivy, které mohou přesnost a opakovatelnost klíče ovlivnit. Jedná se například o vliv změny teploty pracovního prostředí, vliv hrubého zacházení s klíčem, které může mít za následek až mechanické poškození částí mechanismu nebo změnu hodnoty přerušení přenosu momentu zanesením dynamických sil, dále vliv jiného poškození klíče či dokonce zanášení přídavné síly přímo do utahované součásti apod. Většinu těchto vlivů nelze podchytit přímo v návrhu konstrukce. Doporučuje se použití v klimaticky stálém prostředí, nejlépe pak obdobném prostředí, ve kterém byla vytvořena stupnice a prováděna její kalibrace, a dále pak citlivé a intuitivní zacházení s klíčem v kombinaci s pravidelnou kontrolou přesnosti a opakovatelnosti.

6.3 Výpočet geometrie a působících sil, návrh vhodné pružiny

Výpočet základní geometrie a působících sil navrhovaného momentového klíče, přesněji řečeno jeho mechanismu sloužícího k přerušení přenosu momentu, vychází z postupu uvedeného v kapitole zabývající se koncepčními návrhy (viz Kap. 5), a jsou k nalezení jako součást přílohy (Příloha D). Hodnoty volené a vycházející z výpočtů geometrie byly zaneseny do následující tabulky (Tab. 4).

Tab. 4 Výsledná geometrie navrhovaného klíče

Veličina	Hodnota	Jednotka	Vztah	Veličina	Hodnota	Jednotka	Vztah
l_p	10	mm	Voleno	o_p	4,454	mm	(16)
R_p	5	mm	Voleno	p_p	9,511	mm	(17)
r_p	1,8	mm	Voleno	q_p	6,057	mm	(18)
x_p	10	-	Voleno	s_p	11,114	mm	(19)
n_p	3,09	mm	(13)	L_p	11,344	mm	(20)
γ_p	27,029	°	(14)	β_p	11,555	°	(21)
m_p	2,272	mm	(15)	ε_p	18	°	(22)

Při výpočtu působících sil bylo vycházeno z předpokladu neuvažování tření v mechanismu, a to z důvodů popsaných již výše (viz Kap. 6.2) – konstrukce klíče byla volena tak, aby bylo tření co možná nejvíce minimalizováno, zbývající vliv bude vyřešen při tvorbě stupnice. Hodnoty vycházející z výpočtů působících sil byly zaneseny do

tabulky níže (Tab. 5). Tyto výpočty byly provedeny pro minimální a maximální hodnotu rozsahu klíče.

Tab. 5 Výsledné působící síly navrhovaného klíče

Veličina	Hodnota pro $M_{tk} = 0,5cNm$	Hodnota pro $M_{tk} = 5cNm$	Veličina	Vztah
F_t	0,441	4,408	N	(23)
F_o	0,707	7,068		(24)
F_r	0,552	5,525		(25)
F_p	0,63	6,296		(26)
F_v	0,321	3,212		(27)

Návrh pružiny se váže na hodnoty potřebné síly od pružiny F_p , především pak na její maximum, které je stěžejní. Je třeba poznamenat, že k volbě hodnoty maximálního momentu rozsahu klíče bylo přistoupeno přímo v provázání s návrhem pružiny a z tohoto návrhu vycházející silou od pružiny, které může být dosaženo. Byly uvažovány také jisté rezervy v rozsahu, který pružina umožňuje – jmenovitě jde o rezervu pro dodatečné stlačení pružiny během procesu přerušení přenosu momentu a o rezervu pro výše popsany vliv nelinearity pružiny. Tuto rezervu nelze zvolit během návrhu pružiny zcela libovolně, ale je závislá na možnostech tohoto návrhu. Je proto celkově nadsazená, v důsledku čehož existuje možnost, že maximální hodnota rozsahu nastavení momentu bude moci být v konečném důsledku vyšší, nežli hodnota zvolená.

Pro dodání pružiny byla vybrána firma Gutekunst Federn [9], která na svých internetových stránkách umožňuje, za pomoci online kalkulačky, přímý návrh vlastní pružiny dle specifických potřeb (tuhost, průměr, síly...). Při návrhu bylo vycházeno primárně z potřebných sil a z odhadu vhodné tuhosti pružiny (ta vychází především z uvažování zvyšování síly během dodatečného stlačení pružiny během procesu přerušení přenosu momentu, které je dále řešeno níže), ale také byl uvažován vnější průměr vzhledem k předpokládaným rozměrům klíče a délky pružiny při maximu a minimu rozsahu. Výslednou navrženou pružinu lze vidět na obrázku pod odstavcem (Obr. 34), veškeré parametry jsou pak dostupné v objednacím listu, který je součástí práce jako příloha (Příloha E). Dále, jak již bylo dříve zmíněno, jsou součástí zvláštní přílohy diagramy, ukazující charakteristiku pružiny a její relaxaci.



Obr. 34 Navržená pružina

Již bylo naznačeno, že během procesu přerušení přenosu momentu dojde k jistému dodatečnému stlačení pružiny. V závislosti na změně úhlu, resp. jeho zmenšování oproti úhlu výchozímu, ke kterému dochází během odvalování válečku po obvodu tvarovaného kola, dochází k nárůstu velikosti síly potřebné k vyrovnání sil způsobených momentem, ale dochází také k posouvání válečku ve vedení a tedy k onomu dodatečnému stlačení pružiny, které vede k nárůstu velikosti jí působící síly. Pro správnou funkci mechanismu je vhodné, aby po uvedení mechanismu do pohybu byla potřebná síla větší než síla pružiny, a to již v celém průběhu procesu. Za účelem zajištění této podmínky byly sestaveny pro navrhovaný mechanismus grafy průběhu obou sil od výchozího úhlu až po úhel nulový (mechanismus v rovině), díky kterým byla odhadnuta vhodná tuhost pružiny pro návrh. Grafy ukazující chování mechanismu při minimu a maximu rozsahu nastavení klíče jsou zařazeny mezi přílohy (Příloha F, Příloha G), přičemž stěžejní je graf při minimu, jelikož při tomto nastavení je nejmenší rozdíl při nárůstech sil. Výsledkem úvahy je, že pro splnění uvedeného požadavku na průběh přerušení přenosu momentu je potřeba při návrhu uvažovat relativně malou tuhost pružiny, což v konečném důsledku vede i k dalšímu pozitivu, kterým je větší stlačení pružiny při nastavení nejmenšího momentu rozsahu klíče, které dává možnost přesnějšímu nastavování nízkých hodnot rozsahu. Při návrhu pružiny byla uvažována tuhost $0,175 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Velikost dodatečného stlačení byla dále stanovena níže jako rozdíl mezi mezní polohou s nulovým úhlem a polohou s úhlem výchozím za pomoci vztahu (33).

$$\Delta s = (l_p + r_p + R_p) - (s_p + o_p) \quad (33)$$

$$\Delta s = (10 + 1,8 + 5) - (11,114 + 4,454)$$

$$\Delta s = 1,232 \text{ mm}$$

Kde:

$\Delta s [m]$...velikost dodatečného stlačení pružiny

Z parametrů navržené pružiny, uvedených v objednacím listu, je zřejmé, že ta není zkonstruována jako zabezpečená proti vzpěrnému vybočení ve většině rozsahu stlačení. Toto lze vyčíslit z porovnání délek pružiny při minimálním a maximálním zatížení s délkami vzpěrnými pro různé typy uložení, kde vzpěrná délka zabezpečené pružiny musí být

menší než délka pružiny v zatíženém stavu. Zabezpečená konstrukce není z principu možná z důvodu potřeby dosažení značného rozsahu nastavení, společně s požadavkem na relativně nízkou tuhost pružiny. Zabezpečení proti vzpěrnému vybočení je tedy třeba zajistit mechanicky, v tomto případě vedením otvorem, které je přirozené pro konstrukci momentového klíče a bylo s ním počítáno zcela automaticky.

Pro návrh pružiny se ještě nabízí svázání volby její tuhosti se stoupáním závitů stavěcího mechanismu klíče tak, aby na jednu otáčku došlo k určité změně momentu v rámci rozsahu. Tento postup však nebyl při návrhu využit, a to z důvodu předem neznámých velikostí ovlivnění hodnot, se kterými je třeba počítat při takovémto návrhu – je zřejmé, že při samotné tvorbě stupnice dojde působením různých vlivů k úhlovému posunutí mezi jednotlivými po sobě jdoucími hodnotami nastavení momentu klíče.

6.4 Kontrolní výpočty kritických částí konstrukce

Obsahem následující podkapitoly jsou výpočty a kontroly důležitých konstrukčních uzlů navrhovaného klíče, a dále volby některých součástí (normalizované součásti, ložiska apod.).

Popis provedené kontroly pevnosti či jiných důležitých parametrů si zaslouží především následující části konstrukce:

- Použité válcové kolíky
- Zvolená ložiska
- Navržené spojení tvarovaného kola a rozhraní

Použité válcové kolíky (dle ISO 2338) byly zvoleny jako normalizované, a to pro oba uzly, ve kterých jsou použity, tedy uložení válečku a uložení koleček vedení, stejného průměru $d_{sč} = 1\text{mm}$. Zde je stěžejní kontrola na střih těchto čepů dle vztahu (34). Největší zatížení na tuto součást působí v uložení válečku při nastavené maximální hodnotě momentu klíče, přičemž jde o sílu $F_o = 7,068\text{N}$.

$$\tau_{st} = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_{sč}^2} \quad (34)$$

$$\tau_{st} = \frac{4 \cdot 7,068}{\pi \cdot 1^2}$$

$$\tau_{st} = 9\text{MPa} \leq \tau_{Ds} = 85\text{MPa} \Rightarrow \text{Podmínka splněna!}$$

Kde:

τ_{st} [MPa] ...napětí ve střihu kolíku

$d_{sč}$ [mm] ...průměr kolíku

τ_{Ds} [MPa] ...dovolené napětí ve smyku dle [2], popř. [13]

Porovnáním výsledku výpočtu s dovoleným napětím ve smyku, kde uvažovaným materiálem kolíků byla ocel 11 500 (pozn.: výrobci kolíků uvádějí použitý materiál pouze pod označením „ocel“), dle zdrojů [2] a [13] dojdeme k závěru, že tyto jsou z hlediska bezpečnosti vyhovující.

Zvolená ložiska, všechna od výrobce NSK a typově miniaturní kuličková ložiska, jsou třech velikostí. Nejmenší NSK MR31 pro kolečka vedení, střední NSK MR691 pro váleček a největší NSK MR106 pak pro uložení tvarovaného kola (viz popis částí konstrukce výše). U těchto součástí byla vzhledem k aplikaci, tedy velice pomalé otáčení, resp. kyvný pohyb v případě koleček vedení, třeba kontrolovat jejich statickou únosnost, jejíž maximální hodnota je pro každé z ložisek udána v katalogu. Při stanovení této veličiny bylo vycházeno z uvažování pouze radiálního zatížení ložisek, což se velmi blíží skutečnosti. Případné axiální síly nebudou významně velké nebo není možné je relevantně stanovit. Dle katalogu výrobce ložisek se při uvažování pouze radiálního zatížení ložisek porovnání provádí přímo dle zatěžující síly (bez přepočtu na ekvivalentní statické zatížení za pomoci koeficientů).

Při hodnocení statické únosnosti bylo vycházeno vždy z maximální síly, která může působit na dané ložisko, a tedy síly při nastavené maximální hodnotě momentu klíče. U ložiska NSK MR691, které náleží válečku, se jedná o sílu F_o . U ložiska NSK MR106 použitého pro uložení tvarovaného kola je potřeba snížit hodnotu stejné zatěžující síly jako v předešlém případě F_o na polovinu, z důvodu použití dvou ložisek. U ložiska NSK MR31 použitého pro kolečka vedení musí být působící síla F_v upravena dle vztahu (35), a to z důvodu sklonění koleček pod určitým úhlem vůči směru působení síly a přenosu síly v mezním případě minimálně dvěma kolečky zároveň. Měla by zde vstupovat také síla zapříčiněná hmotností částí konstrukce, avšak ta je u ložiska NSK MR31 při nastavené maximální hodnotě momentu klíče přibližně o dva řády nižší. Související hodnoty jsou zaneseny do hodnotící tabulky níže (Tab. 6).

$$F_{vm} = \frac{F_v}{2 \cdot \cos(30^\circ)} \quad (35)$$

$$F_{vm} = \frac{3,212}{2 \cdot \cos(30^\circ)}$$

$$F_{vm} = 1,854N$$

Kde:

F_{vm} [N] ... síla působící na kolečko

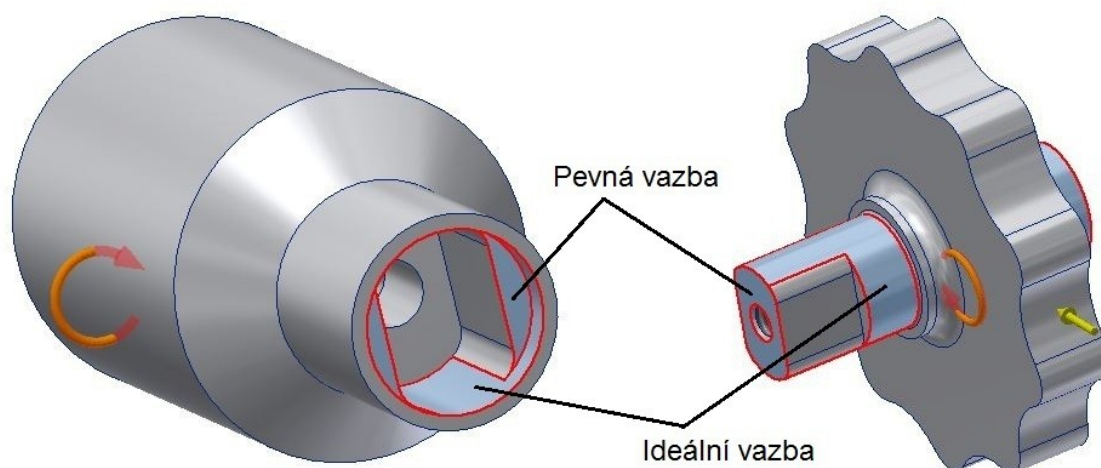
Tab. 6 Hodnotící tabulka statické únosnosti zvolených ložisek

Ložisko	Statická únosnost ložiska [N]	Náležející síla	Maximální hodnota náležející síly [N]
NSK MR31	23	F_{vm}	1,845
NSK MR691	35	F_o	7,068
NSK MR106	218	$F_o/2$	3,534

Z porovnání hodnot v hodnotící tabulce výše je zřejmé, že všechna tři zvolená ložiska jsou z hlediska statické únosnosti vyhovující se značnou bezpečností.

Navržené spojení tvarovaného kola s rozhraním bylo potřeba kontrolovat z hlediska zabezpečení přenosu momentu. Vzhledem k tvarové složitosti byl zvolen postup orientační kontroly za pomoci pevnostní simulace v softwaru Inventor.

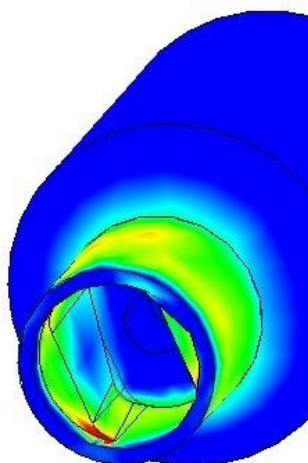
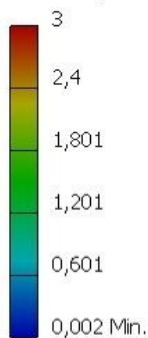
Na obrázku níže (Obr. 35) jsou zobrazeny jak rozhraní, tak tvarované kolo, s použitými vazbami a zatíženími. Byly použity kombinace vazeb pevných a ideálních, oba prvky byly zatíženy momentem, který odpovídá maximálnímu momentu nastavení, tedy $0,05Nm$, a tvarované kolo bylo navíc pro úplnost, avšak se zanedbatelným dopadem na požadované výsledky, zatíženo silou $7,1N$. Dále bylo pro síťování využito funkce konvergence s maximálním počtem upřesnění 5.



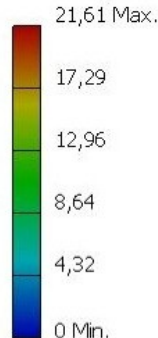
Obr. 35 Vazby a zatížení rozhraní a tvarovaného kola

Výsledné hodnoty napětí na rozhraní ukazují, že tyto se pohybují v rozsahu do $10MPa$ (Obr. 36). Špičková hodnota ukázaná na obrázku vpravo je vzniklá pouze důsledkem okrajových podmínek ostrou hranou v modelu.

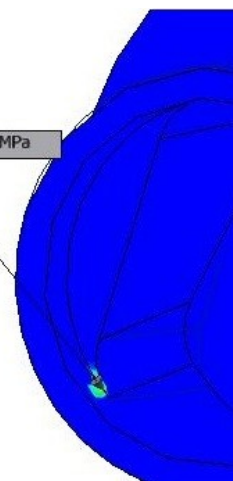
Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
30.4.2017, 21:30:03



Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
30.4.2017, 21:31:36



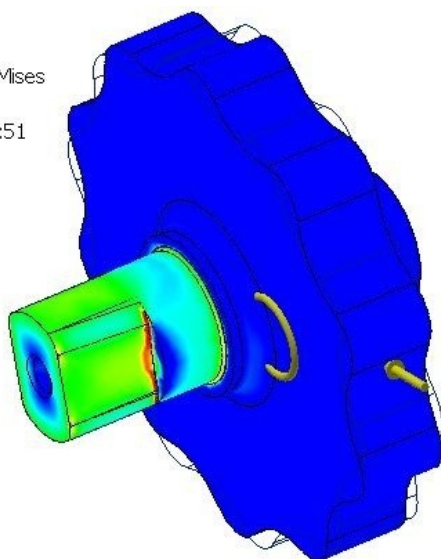
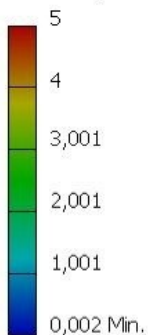
Max.: 21,61 MPa



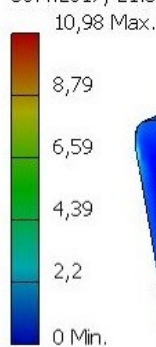
Obr. 36 Výsledné napětí na rozhraní

Výsledné hodnoty napětí na tvarovaném kole ukazují, že tyto se i zde pohybují opět v rozsahu do 10 MPa (Obr. 37). Špičková hodnota ukázaná na obrázku vpravo je stejně jako v předešlém případě vzniklá pouze důsledkem okrajových podmínek ostrou hranou v modelu.

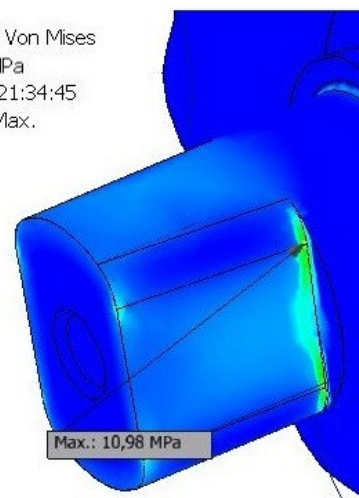
Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
30.4.2017, 21:33:51



Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
30.4.2017, 21:34:45



Max.: 10,98 MPa



Obr. 37 Výsledné napětí na tvarovaném kole

Přestože i další komponenty momentového klíče byly za pomoci simulací kontrolovány, tyto nejsou v textu práce uvedeny (avšak jsou k nalezení jako součást zvláštní přílohy). Jelikož byla celková konstrukce vytvořena relativně robustní, často z důvodu technologie výroby, napětí se pohybují ve stejných, popř. nižších hodnotách, než je tomu u zde uvedených součástí. Hodnoty posunutí se pak pohybují nanejvýš do několika desítek milimetrů a hodnoty bezpečnosti 10 a více.

6.5 Možný směr budoucího vývoje

Z důvodu absence zkušeností s návrhem v této oblasti strojírenství lze navržený momentový klíč chápat především jako funkční vzorek, sloužící k ověření zvolené koncepce a technologie. V případě získání pozitivních zkušeností s jeho užíváním samozřejmě může být přímo použit v praxi, avšak otevře se zde taktéž možnost k dalšímu vývoji a zlepšování tohoto klíče. Možné směry takového dalšího vývoje jsou stručně nastíněny v této kapitole.

Jednou z možností může být snaha o snížení počtu součástí, společně se zmenšením finálních rozměrů. Toho lze teoreticky dosáhnout integrací rámu hlavy klíče a tělesa spodního vedení, a zároveň také integrací horního víčka a tělesa horního vedení. V takovém případě by k ustavení horního vedení vůči spodnímu probíhalo stejným způsobem jako nyní, avšak spodní vedení by bylo pevné, nestavitelné. Další možností může být zmenšení rozměru některých součástí a vůlí v konstrukci mechanismu – jedná se jmenovitě například o šířky válečku a tvarovaného kola, o vzdálenost mezi ložisky uložení tvarovaného kola či vůli mezi válečkem a vozíkem. Další možností je vyšší míra optimalizace tvaru a dimenzování součástí dle působících zatížení.

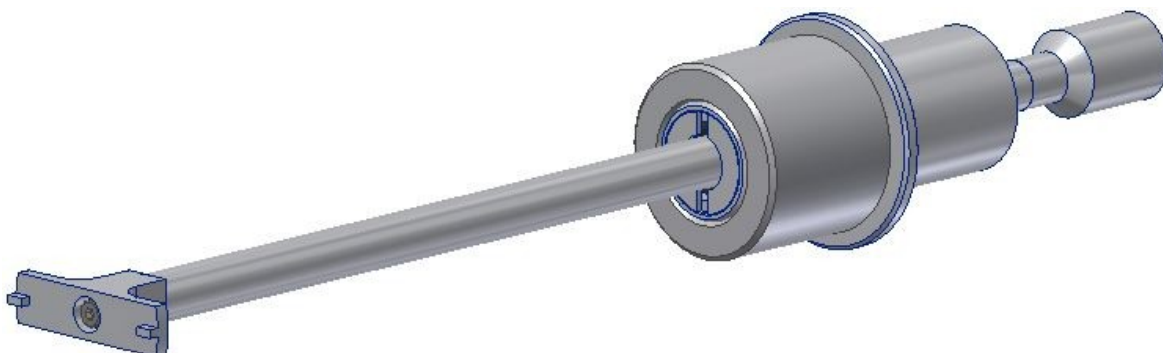
Výše popsané možnosti také povedou k větší konstrukční i výrobní náročnosti nářadí. Tato řešení nebyla zvolena při návrhu, který je předmětem diplomové práce, právě z tohoto důvodu společně se zmíněnou absencí zkušeností.

Další možností je zmenšení rozsahu klíče, popř. jeho návrh tak, aby zabezpečoval pouze jednu pevně nastavenou hodnotu utahovacího momentu a v souvislosti s tím vytvoření i celé modelové řady dle potřeb. To může umožnit přesnější dimenzování dle působících zatížení, jak je zmíněno výše, přičemž významný vliv lze očekávat především u nižších momentů ze stávajícího rozsahu. Právě u nižších momentů lze takto zajistit menší rozměry a hmotnost nářadí, a nižší hmotnost některých částí konstrukce v návaznosti povede i k větší přesnosti klíče, jak je popsáno v jedné z předcházejících kapitol (Kap. 6.2).

Využití této možnosti má také významný vliv na návrh pružiny zajišťující potřebnou protisílu v mechanismu, kde lze taktéž předpokládat vyšší konečnou přesnost klíče. Nevýhodou pak bude samozřejmě snížená univerzálnost. Relativně velký rozsah při návrhu v této diplomové práci byl zvolen právě z důvodu univerzálnosti v kombinaci s podstatou funkčního vzorku, tedy otestování koncepce v praxi.

7 Návrh a konstrukční řešení přípravku pro utahování

Následující kapitola pojednává o součásti zadání diplomové práce, o konstrukci k momentovému klíči doplňkového prvku, který má zkompletovat snahu o návrh mechanismu zajišťujícího utahování součástí citlivých optomechanických sestav. Konkrétně se jedná o přípravek, který má sloužit pro utahování matic vytvářejících potřebnou axiální přitlačnou sílu na optické prvky uvnitř tubusu (Obr. 38).

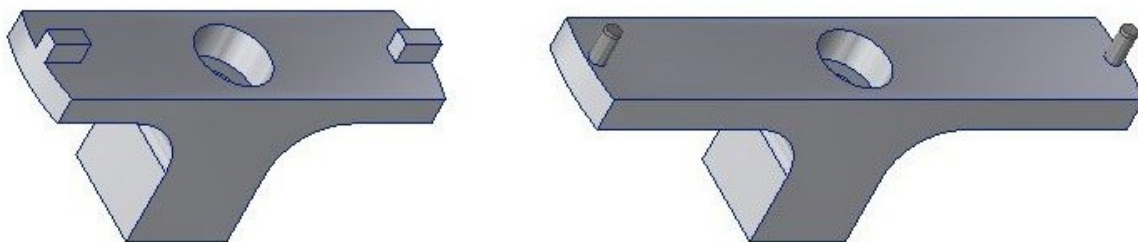


Obr. 38 Navržený přípravek pro utahování uvnitř tubusu

Navržené řešení funguje modulárně a lze na něm měnit díly dle potřeb daných průměrem tubusu, resp. velikostí a rozhraním matice, a hloubkou a tvarováním tubusu, o čemž se podrobněji pojednává dále v rámci popisu jednotlivých komponent. Stejně jako tomu bylo v případě momentového klíče, i přípravek lze v zásadě rozdělit do dvou základních samostatných celků – jedná se o **adaptér** s prodlužovacím dílem a rozhraním pro připojení ke klíči, které slouží k samotné možnosti utahování matice uvnitř hlubokého tubusu, a o tzv. **středící vedení**, které má za úkol správné vedení přípravku tak, aby nedocházelo k vyosení celého přípravku, které by mohlo vést kromě vnášení nežádoucích přídavných sil do procesu utahování také například k poškrábání stěn tubusu.

Ve společnosti Meopta jsou nejčastěji používány dva tvarové typy drážek v maticích používaných pro utahování součástí uvnitř tubu. Jedním typem jsou drážky ploché, druhým jsou pak drážky v podobě válcových otvorů. Těmito dvěma typům drážek přísluší v této diplomové práci také dva typy adaptérů (Obr. 39), které jsou zde vytvořeny vždy pouze pro jeden rozměr s tím, že další velikosti budou v budoucnu navrhovány na jejich základě dle potřeby.

Adaptér pro drážky ploché je vytvořen z jednoho kusu materiálu. Oproti tomu adaptér pro drážky válcové je sestavou tvořenou kostrou s vlepými válcovými kolíky. Oba typy adaptérů jsou k prodlužovacímu dílu připojeny stejně jako v případě rozhraní a tvarovaného kola u momentového klíče, tedy za pomoci lícovaného tvarování konců obou součástí s přidaným šroubem pro zajištění proti rozpojení.



Obr. 39 *Adaptér pro ploché drážky a válcové drážky*

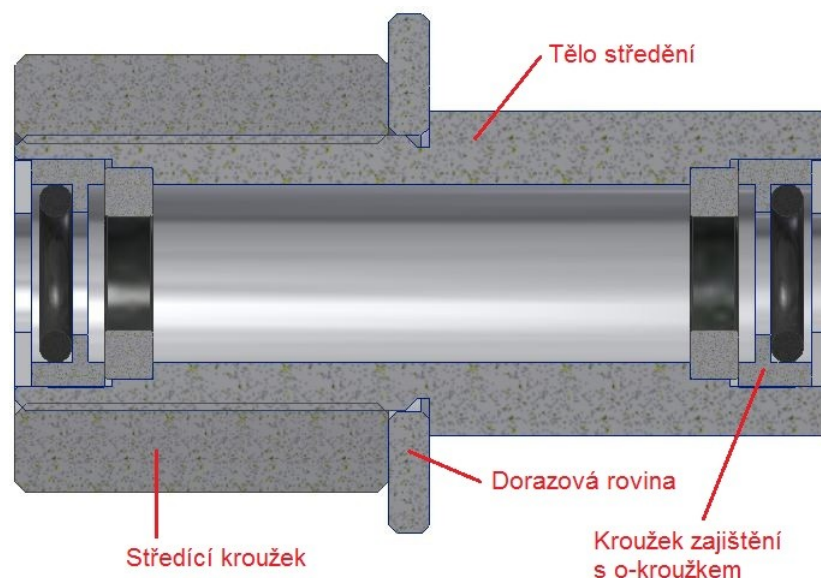
Prodlužovací díl je navržen jako kruhová tyč, která je na obou koncích zakončená stejným tvarováním a otvorem se závitem sloužícími pro připojení adaptéru a rozhraní. Délka prodlužovacího dílu může být v budoucnu přizpůsobena potřebám jednotlivých aplikací.

Rozhraní pro připojení přípravku ke klíči je záměrně z důvodu jednotnosti zcela totožné s rozhraním na momentovém klíči. Jelikož se při aplikaci jedná o dva naproti sobě stojící vnitřní čtyřhrany, je potřeba použít vnější spojovací čtyřhran 6,35mm (Obr. 40), který, jak již bylo zmíněno u momentového klíče, lze na trhu získat, a to např. z online obchodů pod zdrojem [15] či [16].



Obr. 40 *Spojovací čtyřhran 6,35mm [15]*

Středící vedení sestává z těla středění s ložisky, těsníci kroužky a kroužky zajištění, dorazové roviny a středícího kroužku (Obr. 41). Sestavu středícího vedení lze taktéž v budoucnu upravit dle požadavků různých aplikací, případně je možné ji ze sestavy přípravku zcela demontovat.



Obr. 41 Řez středícím vedením

Do těla středění, které má podobu dutého válce se závity a osazeními, jsou vložena dvě kuličková ložiska NSK MR137 [10]. Tato ložiska slouží k samotnému vedení prodlužovacího dílu, který je do nich uložen s malou, avšak zaručenou vůlí tak, aby bylo možno středící vedení po prodlužovacím dílu posouvat v závislosti na momentálních potřebách procesu utahování. Kuličková ložiska byla použita především proto, že během procesu utahování může dojít k přitlačení prodlužovacího dílu k vedení, přičemž tato síla pak během otáčení vytváří přídavný moment přenášený na klíč, který je zcela nežádoucí z hlediska přesnosti – kuličkovými ložisky je tedy možno tento vliv tření výrazně snížit.

Upevnění ložisek je provedeno přitlačení pomocí kroužků zajištění, které jsou do těla středění zajištěny lepením. Kroužky zajištění mají navíc funkci uložení těsnících o-kroužků, které slouží ke dvěma účelům – prvním z nich je zabránění zcela volného pohybu středícího vedení po prodlužovacím dílu během manipulace s adaptérem, tedy jakési brzdění; druhým je pak stírání maziva, které může být v případě potřeby použito pro plynulejší chod posouvání, tak, aby zůstávalo uvnitř středícího vedení a byla tím omezena možnost znečištění sestavovaných součástí.

Dorazová rovina je jednoduchý kroužek, který má za úkol dolehnout na čelo tubusu a zajistit tak definování polohy středícího vedení a tím i celého přípravku. Tato součást je jednoduše vyměnitelná, a je možno ji zaměnit za takovou, která bude odpovídat požadované aplikaci, tedy např. většímu průměru tubu. Připevnění dorazové roviny k tělu středění je provedeno pouhým přitlačení za pomoci poslední z komponent přípravku, kterou je středící kroužek, o němž je psáno dále.

Středící kroužek slouží v sestavě přípravku k definování jeho polohy tak, aby osy přípravku a tubu byly rovnoběžné, resp. totožné. Tento kroužek je na tělo středění

našroubován a, jak již bylo řečeno, přitlačuje dorazovou rovinu. Na rozdíl od ostatních vyráběných komponent, jejichž materiálem je stejná slitina hliníku, která je použita u součástí klíče, je středící kroužek vyroben z Delrinu, což je termoplastický polymer – tento materiál byl zvolen, aby se omezila možnost poškrábání vnitřního povrchu tubusu během manipulace s přípravkem. Stejně jako v případě dorazové roviny, i tato součást je snadno vyměnitelná a především zaměnitelná za součást odpovídající požadované aplikaci – u této může být však krom průměru změněna i její délka či dokonce vytvořeno stupňovité tvarování, pokud to tubus požaduje.

Již byla zmíněna většinová totožnost materiálu použitého pro součásti přípravku a součásti momentového klíče – jedná se o slitinu hliníku EN AW-6061-T651 v kombinaci s vhodnou povrchovou úpravou. Totožné je také lepidlo navržené pro zajištění válcových součástí – jde o lepidlo LOCTITE 601.

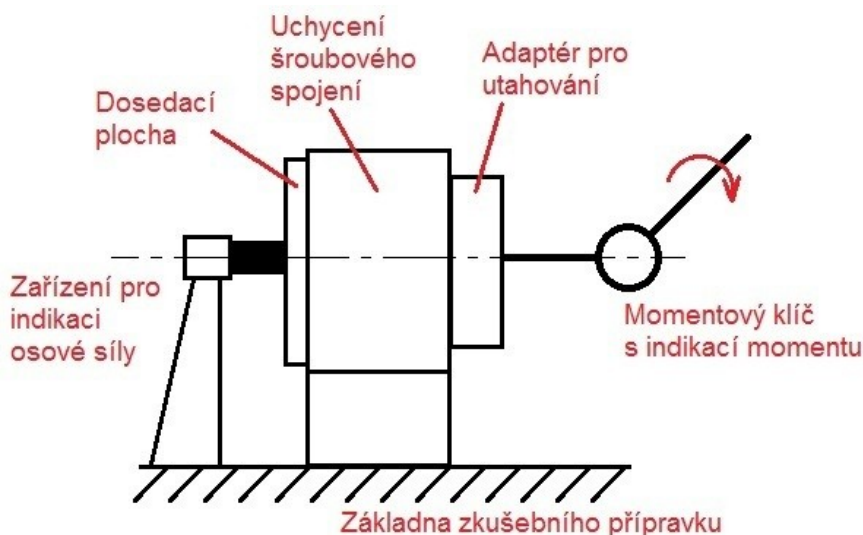
Stejně jako u momentového klíče, i zde vybrané kolíky jsou normalizované a dostupné. Obdobně jsou na tom také použité o-kroužky, které lze nalézt například pod zdrojem [12].

Nakonec si zaslouží krátké zmínění také návrhové a kontrolní výpočty a simulace. Jelikož byly použity stejná tvarování spojení a např. i stejné nebo větší důležité průměry než v případě komponent momentového klíče zatížených obdobnými silami a momenty, a jelikož relevantní výpočty a simulace byly ukázány u těchto komponent u momentového klíče, nebyly zde tyto již duplikovány.

8 Návrh experimentu pro zjištění utahovacího momentu

Sekundární částí zadání diplomové práce bylo také vytvořit ideový návrh experimentu, který by sloužil k zjištění utahovacího momentu odpovídajícího požadované osově síle. Dále jsou naznačeny dva možné principy zajištění navrhovaného experimentu – princip tenzometrický a princip mechanický.

Pro oba navržené principy je potřeba vytvoření odpovídajícího zkušebního přípravku (Obr. 42), který zabezpečí uchycení a správnou polohu jedné části šroubového spojení, součástí sloužících k měření apod., a dále také potřeba zajistit případné další související vybavení. Je také vhodné, aby nejen závit testovaného spojení, ale také dosedací plocha odpovídaly jak rozměrově, tak i materiálem a vlastnostmi povrchu reálné situaci, aby experiment měl vypovídající hodnotu pro danou aplikaci. Zpracování výsledků by mělo být vždy provedeno za pomoci statistických metod.



Obr. 42 Schéma zkušebního přípravku

Tenzometrický princip

Tenzometrický princip pracuje na základě dvou snímačů – snímače tlakové síly a snímače krouticího momentu. Při utahování s postupným a pokud možno plynulým navyšováním působícího momentu za pomoci klíče, součástí jehož hlavy je snímač krouticího momentu, utahovaná součást (šroub, matice) tlačí na snímač tlakové síly v axiálním směru. Z obou snímačů jsou současně a automaticky sbírána data, přičemž v každém měřeném okamžiku vznikají dvojice údajů odpovídající hodnotám naměřeným za pomoci každého ze senzorů. Porovnáním těchto dvojic údajů lze pak vytvořit křivku utahování, tedy závislosti utahovacího momentu a osově síly, ze které je možno utahovací moment odpovídající právě požadované osově síle odečíst.

Snímače síly i krouticího momentu jsou na dnešním trhu snadno k dostání, a to i pro nízké hodnoty obou veličin. Tento postup samozřejmě vyžaduje další přílehlé vybavení, ať už hardwarové nebo softwarové, které umožní samotný sběr dat a jejich vyhodnocování. Při správném skloubení všech částí takto vytvořeného systému lze dosáhnout experimentu, který bude z hlediska použití velmi univerzální co do průměrů závitů a požadovaných sil, přesný, jednoduchý k obsluze a umožní velice rychlé měření a vyhodnocení výsledků. Nevýhodou pak může být právě potřeba vyšších nároků na počáteční ladění celého systému pro jeho ideální fungování.

Mechanický princip

Mechanický princip spočívá ve využití momentového klíče indukujícího okamžitou hodnotu působícího momentu a kalibrovaných tlačných pružin. Postupným a plynulým utahováním momentovým klíčem stlačuje utahovaný prvek pružinu až na délku odpovídající vyvolání požadované axiální síly, kde je potřeba odečíst hodnotu utahovacího momentu.

Všechny potřebné prvky takového zařízení jsou k dostání a jeho návrh je poměrně jednoduchý. Hlavní výhodou je právě jednoduchost celé koncepce. Nevýhodou je především náročná obsluha spočívající v tom, že je potřeba provést utahování plynule tak, aby nedošlo k zastavení utahování v situaci, kdy především v blízkosti cílového stlačení pružiny k opětovnému uvedení do pohybu bude potřeba působit větším momentem, než jaký odpovídá dotažení na požadovanou axiální sílu, k čemuž může dojít z důvodu rozdílných hodnot statického a dynamického součinitele tření. Taktéž přesnost měření bude i v ideálním případě nižší, kdy problém bude skýtat například zastavení dotahování ve správné poloze, aby nedošlo k přesažení axiální síly. Možností je postupné vytvoření křivky utahování, v tomto případě by se však jednalo o velice zdoluhavý proces.

Oba popsané principy jsou navrženy jako mezní v rámci značně rozdílných principů měření. Lze vytvořit experiment jako kombinaci představených principů dle možností, které jsou k dispozici. Například využití snímače pro sledování aktuální hodnoty axiální síly a momentového klíče indukujícího okamžitou hodnotu působícího momentu. V takovém případě by postupným navyšováním momentu došlo k vyvození požadované axiální síly a k odečtení odpovídajícího momentu. Takováto kombinace by odstranila nevýhody použití pružin a zároveň by nekladla tak vysoké nároky jako popsaný tenzometrický princip. Nebyla by zcela odstraněna nepřesnost popsaného čistě mechanického principu, ani zdoluhavější zpracování naměřených dat, které vznikají z důvodu ručního odečtu měřených hodnot.

Další teoretickou možností, která zde není detailněji rozebrána, by mohlo být například využití malého hydraulického válce napojeného na sloupec kapaliny, opatřený přepadem tak, aby při stlačování válce jím byla stále vyvozována síla o konstantní velikosti. Takové řešení by také odstranilo nedostatky použití pružin. Na zhodnocení je pak vliv odporu kapaliny v hydraulickém systému, společně se třením v zatěsnění válce při jeho stlačování utahovanou součástí.

Závěr

Předmětem diplomové práce byl návrh momentového klíče dle požadavků společnosti Meopta - optika, s.r.o., a ve spojitosti s tím také návrh přípravku pro utahování uvnitř tubusu, které společně zajistí utahování součástí optomechanických sestav. Součástí práce byly také další dílčí úkoly popsané níže.

Byl navržen momentový klíč s rozsahem nastavení momentu $0,005$ až $0,05 Nm$, pracující na principu prokluzovém, který byl vybrán ze dvou navržených idejí jako vhodnější varianta. Při návrhu byl kladen značný důraz na odstranění vlivů na přesnost a opakovatelnost klíče, především pak na odstranění vlivu tření, čehož bylo dosaženo využitím valivých ložisek v konstrukci. Samotný momentový klíč pak primárně slouží jako funkční vzorek pro ověření navržené koncepce, přičemž v případě jeho osvědčení v praxi bude možno navrhnout řadu klíčů s přizpůsobeným menším rozsahem momentů, a pro nižší momenty třeba i s menšími rozměry.

Přípravek pro utahování uvnitř tubusu byl navržen tak, aby zajišťoval souosé vedení, a dále aby bylo sníženo riziko poškrábání stěn tubusu, a také možnost zanesení nežádoucího přídavného momentu během procesu utahování. Přípravek byl navržen modulárně tak, aby bylo možno měnit jeho součásti dle rozměrových požadavků konkrétních aplikací.

Jako součást práce vznikly 3D modely (součást zvláštní přílohy) a také kompletní výkresová dokumentace momentového klíče (Příloha H) a přípravku pro utahování (Příloha I), která byla společně se samotným návrhem konzultována s pracovníky technologie a konstrukce společnosti Meopta. U navrženého řešení bylo vhodnou volbou materiálů dosaženo také možnosti práce tohoto náradí v čistých prostorech.

V rámci zmíněných dalších úkolů byl proveden průzkum trhu mapující oblast momentového náradí s nízkými hodnotami momentů. Tento průzkum ukázal mezeru právě u rozsahů momentů potřebných pro požadované aplikace.

Nakonec byl ještě vytvořen ideový návrh experimentu pro zjištění utahovacího momentu, odpovídajícího požadované osově síle. Byly zde navrženy dva základní principy – tenzometrický a mechanický – přičemž u obou byla popsána jejich stavba, a také výhody a nevýhody daných řešení.

Část výpočtů byla provedena v programu Mathcad 15, 3D modely a výkresová dokumentace potom vytvořeny v programu Autodesk Inventor Professional 2015.

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych velice rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Tomáši Haplovi za jeho ochotné vedení a cenné rady, a dále pak zástupcům společnosti Meopta - optika, s.r.o. za věnovaný čas a příjemnou spolupráci, jmenovitě pak panu Ing. Jiřímu Vlkovi za umožnění zpracovávat dané téma a panu Ing. Pavlu Kajnarovi, Ph.D. za nesčetné cenné odborné rady. Také chci poděkovat své rodině a blízkým za jejich podporu a trpělivost, a to během mého celého dosavadního studia.

Použité informační zdroje

- [1] POSPÍŠIL, F. *Závitová a šroubová spojení*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968, 264 s.
- [2] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7
- [3] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací*, VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, ver. 03/2012, 110 s.
- [4] *TOHNICHI* [online]. [cit. 2016-11-05]. Dostupné z: <https://en.global-tohnichi.com>
- [5] *Van F. BELKNAP Co., Inc.* [online]. c2003-2017 [cit. 2016-11-01]. Dostupné z: <https://www.belknapttools.com/>
- [6] ZAREK, Charlie. *Up Tight With Torque Wrenches* [online]. 1998 [cit. 2016-10-29]. Dostupné z: <http://www.geocities.ws/MotorCity/Downs/3837/torqwren.html>
- [7] *Electromechanical releasing torque wrench* [online]. [cit. 2016-11-05]. Dostupné z: <https://www.google.com/patents/US20020152849>
- [8] *Gedore Torque* [online]. c2017 [cit. 2016-11-05]. Dostupné z: <http://www.gedore-torque.com/>
- [9] *Gutekunst Federn: Spring calculation* [online]. [cit. 2017-02-24]. Dostupné z: https://www.federnshop.com/cz/katalog_pru%C5%BEin/tlacn%C3%A9_pru%C5%BEiny/v%C3%BDpo%C4%8Det.html
- [10] *VK LOŽISKA* [online]. c2017 [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/miniturni-loziska>
- [11] *LEPIDLA ONLINE.CZ: Průmyslové lepidla a tmely Loctite* [online]. c2017 [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: <https://www.lepidla-online.cz/>
- [12] *KOVAZ s.r.o.* [online]. c2017 [cit. 2017-04-16]. Dostupné z: <https://www.kovaz.cz/>

- [13] *E-konstrukér: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. c2013 [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/>
- [14] *ObchodProDílnu.cz* [online]. c2017 [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: <http://www.obchodprodilnu.cz/>
- [15] *GOLA SADY: Spojovací čtyřhran* [online]. c2010-2012 [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: <http://www.golasady.cz/spojovaci-ctyrhran>
- [16] *Nejiskřivé nářadí* [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: <http://www.nejiskrivenaradi.cz/Racny/Spojovaci-ctyrhran-1-4.html>
- [17] *ALFUN METAL SERVICE CENTER* [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz>
- [18] *EXVALOS LOŽISKA A PŘÍSLUŠENSTVÍ: TŘENÍ* [online]. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_04_Treni.pdf

Seznam příloh

Přílohy svázané:

Příloha A – Tabulka mapující situaci okolo vhodného momentového nářadí na trhu

Příloha B – Výpočty pro Kap. 4 – případ hliník

Příloha C – Výpočty pro Kap. 4 – případ ocel

Příloha D – Výpočty pro Kap. 6.3 – výpočet geometrie a působících sil

Příloha E – Objednací list navržené pružiny

Příloha F – Graf chování mechanismu při minimu rozsahu klíče

Příloha G – Graf chování mechanismu při maximu rozsahu klíče

Přílohy vložené:

Příloha H – Výkresová dokumentace momentového klíče

- | | |
|------------------------------|--------------------------------|
| • MKS01 – MOMENTOVÝ KLÍČ | • MKK09 – KOSTRA SPOD. VEDENÍ |
| • MKS02 – SPODNÍ VEDENÍ | • MKK10 – KOSTRA HOR. VEDENÍ |
| • MKS03 – VOZÍK S VÁLEČKEM | • MKK11 – KOLEČKO |
| • MKS04 – HORNÍ VEDENÍ | • MKK12 – DIST. PODLOŽKA 02 |
| • MKS05 – MECH. STAVĚNÍ | • MKK13 – VOZÍK |
| • MKK01 – RÁM HLAVY KLÍČE | • MKK14 – VÁLEČEK |
| • MKK02 – TVAROVANÉ KOLO | • MKK15 – DIST. PODLOŽKA 01 |
| • MKK03 – VÍČKO SPODNÍ | • MKK16 – KROUŽEK ZAJIŠTĚNÍ 01 |
| • MKK04 – DORAZ | • MKK17 – TĚLO MĚCH. STAVĚNÍ |
| • MKK05 – ROZHRANÍ | • MKK18 – POUZDRO VED. PRUŽ. |
| • MKK06 – VÍČKO HORNÍ | • MKK19 – ULOŽENÍ PRUŽINY |
| • MKK07 – SEKUNDÁRNÍ RUKOJEŤ | • MKK20 – ŠROUB MECH. STAVĚNÍ |
| • MKK08 – VÍČKO SEKUND. RUK. | • MKK21 – RUKOJEŤ |

Příloha I – Výkresová dokumentace přípravku pro utahování uvnitř tubusu

- | | |
|---------------------------|-------------------------------|
| • PS01 – PŘÍPRAVEK | • PK03 – KOSTRA ADAPTÉRU 02 |
| • PS02 – STŘEDÍCÍ VEDENÍ | • PK04 – TĚLO STŘEDĚNÍ |
| • PS03 – ADAPTÉR 02 | • PK05 – DORAZOVÁ ROVINA |
| • PK01 – ARAPTÉR 01 | • PK06 – STŘEDÍCÍ KROUŽEK |
| • PK02 – PRODLUŽOVACÍ DÍL | • PK07 – KROUŽEK ZAJIŠTĚNÍ 03 |

Obsah zvláštní přílohy (přiložené CD):

Text diplomové práce

Novak_Pavel_text_DP.pdf

Přílohy H a I – Výkresová dokumentace

Novak_Pavel_prilohy_DP.zip

Diagramy navržené pružiny

diag_pruz.pdf

Katalog miniaturních kuličkových ložisek NSK

kat_NSK.pdf

Technický list lepidla LOCTITE 601

loctite_601.pdf

Technický list lepidla LOCTITE 2400

loctite_2400.pdf

Simulace komponent momentového klíče

sim_MK.zip

3D modely klíče a přípravku

3D_modely.zip

Příloha A – Tabulka mapující situaci okolo vhodného momentového nářadí na trhu

Zařazení dle kapitoly	Nářadí/Typ	Výrobce	Označení	Rozsah		Nejmenší krok	Přesnost	Rozhraní	Zdroj
				od	do				
				Nm	Nm	Nm	%		
3.1	Klíč/Dial-type	Tohnichi	DB1.5N4-S	0,2	1,5	0,02	±3	Vnější square 6,35	[4]
	Klíč/Dial-type	Belknap	VB151LDIN	0,35	1,8	0,05	±4	Vnější square 6,35	[5]
	Klíč/Beam-type	Tohnichi	SF40CN	0,08	0,4	0,02	±3	Vnější square 6,35	[4]
	Šroubovák/-	Tohnichi	MTD1MN	0,0001	0,001	0,00002	±3	-	[4]
3.2	Šroubovák/Click-type	Tohnichi	AMRD1CN	0,003	0,01	0,0001	±3	Vnitřní hex 6,35	[4]
	Šroubovák/-	Belknap	61NSM	0,1	0,8	-	±6	Vnitřní hex 6,35	[5]
3.3	Klíč/Click-type	Tohnichi	QSP1.5N4	0,3	1,5	-	±3	Vnější square 6,35	[4]
	Klíč/Break-over	Tohnichi	NSP100CNX8	0,004	0,02	-	±5	-	[4]

Příloha B – Výpočty pro Kap. 4 – případ hliník

Závit M25 x 0,5

$$d_2 := 0.02468\text{m}$$

střední průměr závitu

$$s_z := 0.0005\text{m}$$

stoupání závitu

$$\alpha := 60\text{deg}$$

vrcholový úhel závitu

$$R_T := 0.011\text{m}$$

odhad poloměru tření dosedací plochy

$$F_O := 4\text{N}$$

potřebná osová síla

$$f_{zs} := 0.42$$

statický součinitel tření hliník-hliník

$$f_{zd} := 0.34$$

dynamický součinitel tření hliník-hliník

$$f_{ms} := 0.17$$

statický součinitel tření hliník-sklo

$$f_{md} := 0.14$$

dynamický součinitel tření hliník-sklo

$$f_{zsx} := \frac{f_{zs}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0.485$$

statický souč. tření v závitu

$$f_{zdx} := \frac{f_{zd}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0.393$$

dynamický souč. tření v závitu

$$\varphi_{zs} := \text{atan}(f_{zsx}) = 25.872\cdot\text{deg}$$

redukovaný úhel statického tření

$$\varphi_{zd} := \text{atan}(f_{zdx}) = 21.435\cdot\text{deg}$$

redukovaný úhel dynamického tření

$$\gamma_z := \text{atan}\left(\frac{s_z}{\pi \cdot d_2}\right) = 0.369\cdot\text{deg}$$

úhel stoupání závitu - menší než oba redukované úhly tření, tzn. závit je samosvorný

PRVNÍ HODNOTA dle Kap. 4 diplomové práce - STANOVENÍ UTAHOVACÍHO MOMENTU

$$M_{tz1} := \frac{1}{2} \cdot F_o \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zd}) = 0.02 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{moment v závitu}$$

$$M_{tm1} := f_{md} \cdot F_o \cdot R_T = 6.16 \times 10^{-3} \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{odhad momentu pod dosedací plochou}$$

$$M_1 := M_{tz1} + M_{tm1} = 0.026 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \begin{array}{l} \text{odhad celkového utahovacího momentu} \\ \text{pro dosažení potřebné osové síly při} \\ \text{zaručení dynamického tření} \end{array}$$

DRUHÁ HODNOTA

$$M = \frac{1}{2} \cdot F_o \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zd}) + f_{zd} \cdot F_o \cdot R_T$$

$$F_{os1} := \frac{M_1}{\left(\frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zs}) + f_{ms} \cdot R_T \right)} = 3.257 \text{ N}$$

TŘETÍ HODNOTA

$$M_2 := \frac{1}{2} \cdot F_o \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zs}) + f_{ms} \cdot F_o \cdot R_T = 0.032 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

ČTVRTÁ HODNOTA

$$F_{os2} := \frac{M_2}{\left(\frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zd}) + f_{md} \cdot R_T \right)} = 4.912 \text{ N}$$

Příloha C – Výpočty pro Kap. 4 – případ ocel

Závit M25 x 0,5

$$d_2 := 0.02468\text{m}$$

střední průměr závitu

$$s_z := 0.0005\text{m}$$

stoupání závitu

$$\alpha := 60\text{deg}$$

vrcholový úhel závitu

$$R_T := 0.011\text{m}$$

odhad poloměru tření dosedací plochy

$$F_O := 4\text{N}$$

potřebná osová síla

$$f_{zs} := 0.31$$

statický součinitel tření ocel-ocel

$$f_{zd} := 0.23$$

dynamický součinitel tření ocel-ocel

$$f_{ms} := 0.13$$

statický součinitel tření ocel-sklo

$$f_{md} := 0.12$$

dynamický součinitel tření ocel-sklo

$$f_{zsx} := \frac{f_{zs}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0.358$$

statický souč. tření v závitu

$$f_{zdx} := \frac{f_{zd}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0.266$$

dynamický souč. tření v závitu

$$\varphi_{zs} := \text{atan}\left(f_{zsx}\right) = 19.695\cdot\text{deg}$$

redukovaný úhel statického tření

$$\varphi_{zd} := \text{atan}\left(f_{zdx}\right) = 14.873\cdot\text{deg}$$

redukovaný úhel dynamického tření

$$\gamma_z := \text{atan}\left(\frac{s_z}{\pi \cdot d_2}\right) = 0.369\cdot\text{deg}$$

úhel stoupání závitu - menší než oba redukované úhly tření, tzn. závit je samosvorný

PRVNÍ HODNOTA dle Kap. 4 diplomové práce - STANOVENÍ UTAHOVACÍHO MOMENTU

$$M_{tz1} := \frac{1}{2} \cdot F_o \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zd}) = 0.013 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{moment v závitu}$$

$$M_{tm1} := f_{md} \cdot F_o \cdot R_T = 5.28 \times 10^{-3} \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{odhad momentu pod dosedací plochou}$$

$$M_1 := M_{tz1} + M_{tm1} = 0.019 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \begin{array}{l} \text{odhad celkového utahovacího momentu} \\ \text{pro dosažení potřebné osově síly při} \\ \text{zaručení dynamického tření} \end{array}$$

DRUHÁ HODNOTA

$$M = \frac{1}{2} \cdot F_o \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zd}) + f_{md} \cdot F_o \cdot R_T$$

$$F_{os1} := \frac{M_1}{\left(\frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zs}) + f_{ms} \cdot R_T \right)} = 3.155 \text{ N}$$

TŘETÍ HODNOTA

$$M_2 := \frac{1}{2} \cdot F_o \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zs}) + f_{ms} \cdot F_o \cdot R_T = 0.024 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

ČTVRTÁ HODNOTA

$$F_{os2} := \frac{M_2}{\left(\frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma_z + \varphi_{zd}) + f_{md} \cdot R_T \right)} = 5.072 \text{ N}$$

NÁVRH GEOMETRIE

$$R_p := 5\text{mm}$$

poloměr válečku vozíku

$$r_p := 1.8\text{mm}$$

poloměr hrany tvarovaného kola

$$l_p := 10\text{mm}$$

poloměr roztečné kružnice středů hran tvarovaného kola

$$x_p := 10$$

počet hran tvarovaného kola

$$n_p := l_p \cdot \sin\left(\frac{180\text{deg}}{x_p}\right) = 3.09\cdot\text{mm}$$

$$l_p = \frac{n_p}{\sin\left(\frac{180\text{deg}}{x_p}\right)}$$

$$\gamma_p := \text{asin}\left(\frac{n_p}{R_p + r_p}\right) = 27.029\cdot\text{deg}$$

úhel při výchozí poloze

$$n_p = \sin(\gamma_p) \cdot (R_p + r_p)$$

$$m_p := \sin(\gamma_p) \cdot R_p = 2.272\cdot\text{mm}$$

$$o_p := \cos(\gamma_p) \cdot R_p = 4.454\cdot\text{mm}$$

$$p_p := \sqrt{l_p^2 - n_p^2} = 9.511\cdot\text{mm}$$

$$q_p := \cos(\gamma_p) \cdot (R_p + r_p) = 6.057\cdot\text{mm}$$

$$s_p := p_p + q_p - o_p = 11.114\cdot\text{mm}$$

$$L_p := \sqrt{s_p^2 + m_p^2} = 11.344\cdot\text{mm}$$

$$\beta_p := \text{asin}\left(\frac{m_p}{L_p}\right) = 11.555\cdot\text{deg}$$

$$\varepsilon_p := \text{asin}\left(\frac{n_p}{l_p}\right) = 18\cdot\text{deg}$$

STANOVENÍ SIL PŘI POŽADOVANÉM PŘENOSU MOMENTU

$$M_{tkmin} := 0.005 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Minimální velikost utahovacího momentu

$$M_{tkmax} := 0.05 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Maximální velikost utahovacího momentu

MINIMÁLNÍ

MAXIMÁLNÍ

$$F_{tmin} := \frac{M_{tkmin}}{L_p} = 0.441 \text{ N}$$

$$F_{tmax} := \frac{M_{tkmax}}{L_p} = 4.408 \text{ N}$$

$$F_{omin} := \frac{F_{tmin}}{\sin(\gamma_p + \beta_p)} = 0.707 \text{ N}$$

$$F_{omax} := \frac{F_{tmax}}{\sin(\gamma_p + \beta_p)} = 7.068 \text{ N}$$

$$F_{rmin} := F_{omin} \cdot \cos(\gamma_p + \beta_p) = 0.552 \text{ N}$$

$$F_{rmax} := F_{omax} \cdot \cos(\gamma_p + \beta_p) = 5.525 \text{ N}$$

$$F_{pmin} := F_{omin} \cdot \cos(\gamma_p) = 0.63 \text{ N}$$

$$F_{pmax} := F_{omax} \cdot \cos(\gamma_p) = 6.296 \text{ N}$$

$$F_{vmin} := F_{omin} \cdot \sin(\gamma_p) = 0.321 \text{ N}$$

$$F_{vmax} := F_{omax} \cdot \sin(\gamma_p) = 3.212 \text{ N}$$

Príloha E – Objednací list navrhované pružiny

Firm/Name <input style="width:100%;" type="text"/> Convers. partner <input style="width:100%;" type="text"/> Street <input style="width:100%;" type="text"/> ZIP/City <input style="width:100%;" type="text"/> Phone <input style="width:40%;" type="text"/> Fax <input style="width:40%;" type="text"/> E-mail <input style="width:100%;" type="text"/>		Cust.no. <input style="width:100%;" type="text"/> Date <input style="width:100%;" type="text"/> <input type="checkbox"/> Inquiry <input type="checkbox"/> Order Ref.no. <input style="width:100%;" type="text"/> Piece <input style="width:100%;" type="text"/> Del.date <input style="width:100%;" type="text"/>		GUTEKUNST FEDERN Carl-Zeiss-Strasse 15 D-72555 Metzingen Phone 0049 7123 960-0 Fax 0049 7123 960-195 technik@gutekunst-co.com www.gutekunst-federn.de Compression spring	
--	--	---	--	---	--

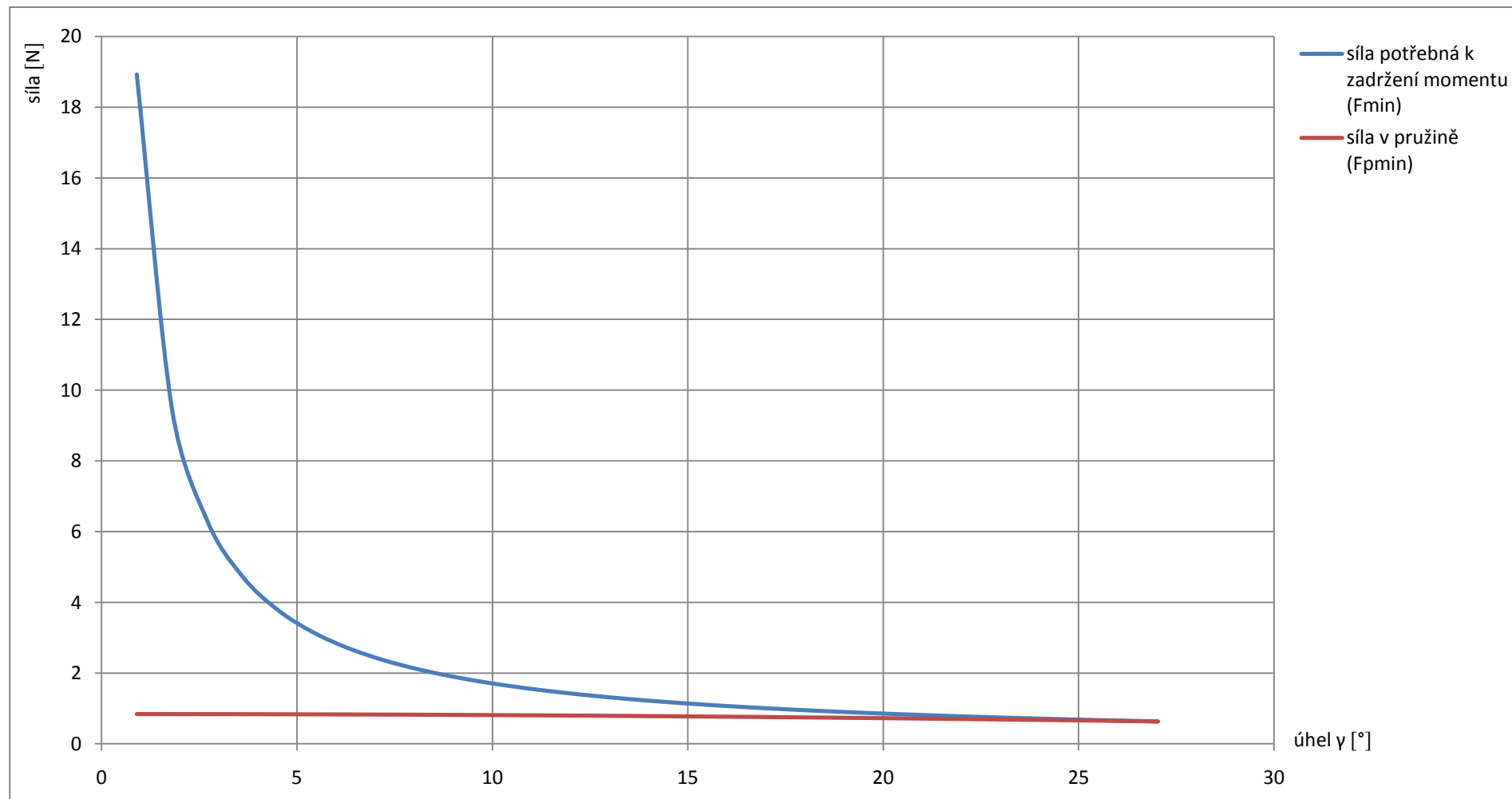
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div> d mm Wire diameter D mm Mean coil diameter Dd mm Diameter of mandrel De mm Outer coil diameter Dh mm Diameter of bush e1 mm Perm.dev. perpendicular line e2 mm Perm.dev. parallel line </div> <div> F1 N Prestressed spring force F2 N Loaded spring force Fn N Maximum force in static use Fc N Theoretic maximum force at Lc k ----- Stress coefficient L0 mm Length of unstressed spring L1 mm Spring length at F1 L2 mm Spring length at F2 Ln mm Spring length at Fn Lc mm Block length n pc. Active coils nt pc. Total coils R N/mm Spring rate s mm Pitch (distance between coils) </div> <div> S1 mm Spring deflection at F1 S2 mm Spring deflection at F2 Sh mm Excursion Sn mm Spring deflection at Fn tauzul N/mm² Permitted shearing strength tau1 N/mm² Shearing stress at F1 tau2 N/mm² Shearing stress at F2 taun N/mm² Shearing stress at Fn tauc N/mm² Shearing stress at Fc taukozul N/mm² Perm. high-end stress, corrected taukzul N/mm² Perm. lifting tension, corrected tauk2 N/mm² Corrected shearing stress at F2 taukh N/mm² Corrected lifting tension </div> </div>	<div style="margin-top: 10px;"> <input checked="" type="checkbox"/> Form 1: Spring ends closed and ground <input type="checkbox"/> Form 2: Spring ends closed </div>
--	---

1 Coiling direction <input type="checkbox"/> left <input checked="" type="checkbox"/> right	7 Guidance and seat to DIN EN 13906-1 <input type="checkbox"/> mandrel <input type="checkbox"/> bush Buckling length in mm at <table border="1" style="width:100%; text-align: center;"> <tr> <th>pic. 1</th> <th>pic. 2</th> <th>pic. 3</th> <th>pic. 4</th> <th>pic. 5</th> </tr> <tr> <td>v=2,0</td> <td>v=1,0</td> <td>v=1,0</td> <td>v=0,7</td> <td>v=0,5</td> </tr> <tr> <td>64,05</td> <td>63,21</td> <td>63,21</td> <td>62,03</td> <td>59,72</td> </tr> </table>	pic. 1	pic. 2	pic. 3	pic. 4	pic. 5	v=2,0	v=1,0	v=1,0	v=0,7	v=0,5	64,05	63,21	63,21	62,03	59,72	11 Surface treatment <input type="checkbox"/> shot peened									
pic. 1	pic. 2	pic. 3	pic. 4	pic. 5																						
v=2,0	v=1,0	v=1,0	v=0,7	v=0,5																						
64,05	63,21	63,21	62,03	59,72																						
2 Dynamic load <input type="checkbox"/> tau k2 tau kh tau k2 / tau ko zul tau kh / tau kh zul	8 Material EN 10270-3 / 1.4310 (X10 CrNi 18-8) Shearing modulus G 70000,0 Elasticity modulus E 185000,0	12 Tolerances to DIN EN 15800 <table border="1" style="width:100%; text-align: center;"> <tr> <th>Grade</th> <th>De, Di, D</th> <th>L0</th> <th>F1, F2</th> <th>e1, e2</th> <th>Wire diameter d to EN 10270</th> </tr> <tr> <td>1</td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> </tr> </table>	Grade	De, Di, D	L0	F1, F2	e1, e2	Wire diameter d to EN 10270	1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	2	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Grade	De, Di, D	L0	F1, F2	e1, e2	Wire diameter d to EN 10270																					
1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>																					
2	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																					
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																					
3 Excursion Sh 32,43 mm 4 Stress cyc. end. N 5 Stress cycle frequ. n / 6 Application temp. °C	9 Wire or rod surface <input checked="" type="checkbox"/> drawn <input type="checkbox"/> rolled <input type="checkbox"/> metal-cut 10 Springs deburred <input type="checkbox"/> inside <input type="checkbox"/> outside	13 Production compensation through A spring resistance and associated length of tensed spring L0 <input type="checkbox"/> A spring resistance, associated length of tensed spring and L0 n, d <input type="checkbox"/> Two spring resistances and associated lengths of tensed spring L0, n, d <input checked="" type="checkbox"/> 14 Wind test springs ! LS mm Rest springs <input type="checkbox"/> wound <input type="checkbox"/> not wound Not wound springs may be longer than L0 !																								

Additional details / spring test / test/factory cert. / drawing number ...

Vers. 8.1 GEKO / 1.3 HB Technologies AG, Tübingen © Gutekunst + Co.KG
 W.(g) 0,519 1 10 100 1000 Lz

Příloha F – Graf chování mechanismu při minimu rozsahu klíče



Příloha G – Graf chování mechanismu při maximu rozsahu klíče

